

(10) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-198796

(43) 公開日 平成11年(1999) 7月27日

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>

B 6 0 T 13/12

識別記号

F I

B 6 0 T 13/12

B

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平10-25579

(22) 出願日 平成10年(1998) 2月6日

(31) 優先権主張番号 特願平9-315118

(32) 優先日 平9(1997)11月17日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000181239

自動車機器株式会社

東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 小林道夫

埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自動車機器株式会社松山工場内

(72) 発明者 島田昌宏

埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自動車機器株式会社松山工場内

(74) 代理人 弁理士 青木 健二 (外7名)

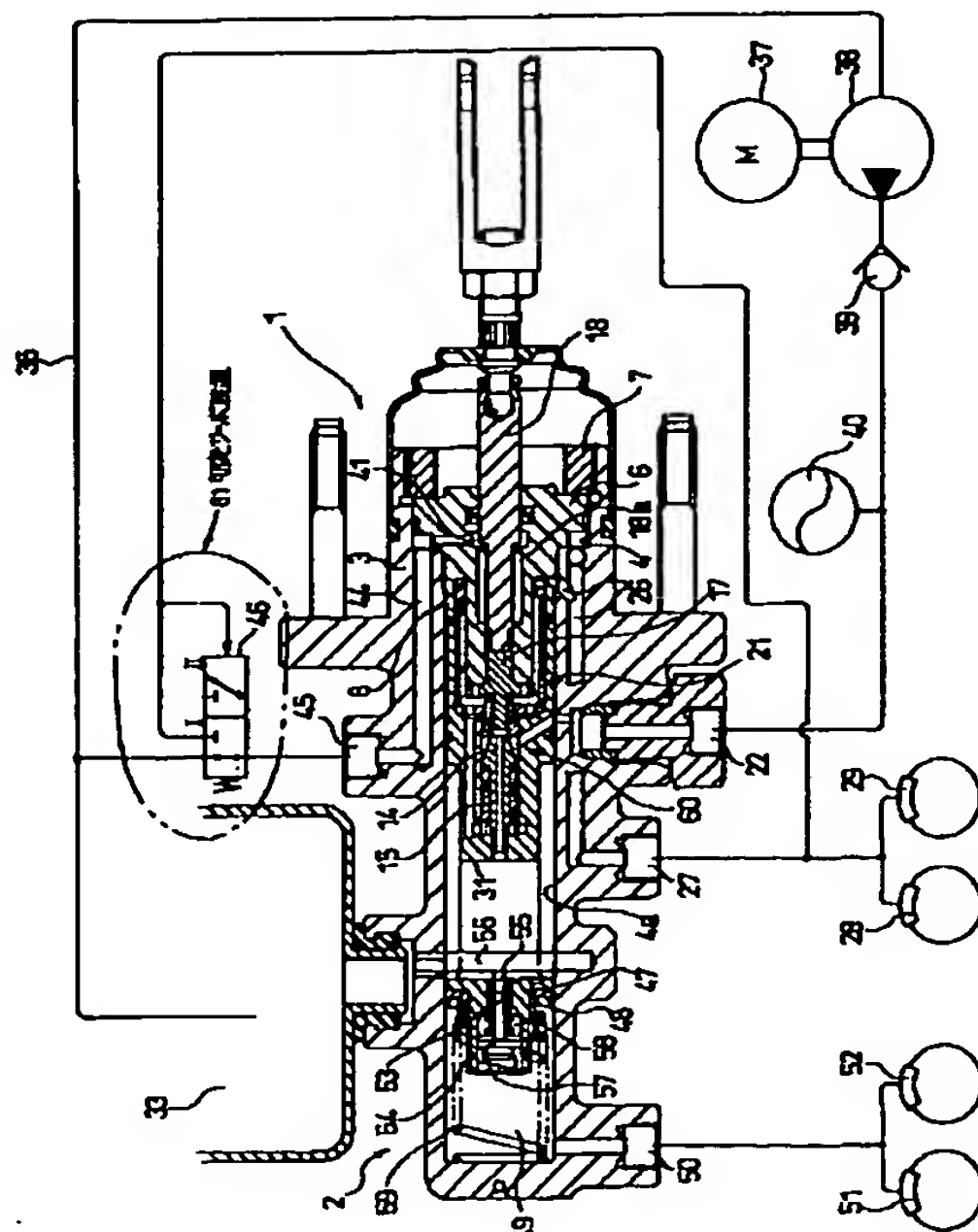
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いたブレーキ液圧倍力システム

(57) 【要約】

【課題】 簡単な構造で、サーボ制御の途中でサーボ比を小さくする二段サーボ特性を得る。

【解決手段】 入力が所定の大きさになるまでは、動力室25内の液圧が圧力切換弁46の作動圧まで上昇しないので、圧力切換弁46は第1位置Iに設定されたままとなり、反力室41はリザーバ33に接続されたままとなる。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は大きいサーボ比でサーボ制御を行う。また、入力が増大して、動力室25内の液圧が圧力切換弁46の作動圧になると、圧力切換弁46は切り換えられて第2位置IIに設定され、反力室41に、サーボ比制御圧である動力室25の液圧が導入されて、この液圧が入力軸18の段部18aに作用する。従って、ブレーキ液圧倍力装置1は小さいサーボ比でサーボ制御を行う。このように、ブレーキ液圧倍力装置1は二段サーボ特性を有するようになる。



BEST AVAILABLE COPY

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸とを備え、

前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、前記反力室に、前記動力室の液圧が所定圧より小さいときに大気圧を導入するとともに前記動力室の液圧が前記所定圧以上のときにサーボ比制御圧の圧液を導入するように制御するサーボ比制御圧制御弁が設けられていることを特徴とする液圧倍力装置。

【請求項2】 前記サーボ比制御圧制御弁は、1つの切換弁または2つの開閉弁からなることを特徴とする請求項1記載の液圧倍力装置。

【請求項3】 前記切換弁または前記開閉弁は、前記動力室の液圧によって作動制御されるか、前記動力室の液圧に応じて励磁される電磁力によって制御されることを特徴とする請求項2記載の液圧倍力装置。

【請求項4】 前記サーボ比制御圧制御弁と前記反力室との間の通路に、少なくとも、オリフィスと、このオリフィスより前記サーボ比制御圧制御弁側に位置して低圧アキュムレータとが設けられていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1記載の液圧倍力装置。

【請求項5】 前記サーボ比制御圧は、前記動力室の液圧または前記液圧源の液圧であることを特徴とする請求項1ないし4のいずれか1記載の液圧倍力装置。

【請求項6】 前記サーボ比制御圧制御弁は、前記動力室の液圧に応じて制御される電磁比例制御弁であり、前記サーボ比制御圧は、前記動力室の液圧または前記液圧源の液圧を前記電磁比例制御弁によって制御された液圧であることを特徴とする請求項1記載の液圧倍力装置。

【請求項7】 請求項1ないし6のいずれか1記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によって作動制御され、ブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、このマスタシリンダのブレーキ液圧が導入されることによりブレーキ力を発生するブレーキシリンダとを備えていることを特徴とするブレーキ液圧倍力システム。

【請求項8】 2系統のブレーキシステムにおいて、請求項1ないし6のいずれか1記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によって作動制御され、ブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、前記液圧倍力装置の前記動力室の液圧が導入されることによりブレーキ力を発生する一方の系統のブレーキシリンダと、前記マスタシリンダのブレーキ液圧が導入されることによりブレ

ーキ力を発生する他方の系統のブレーキシリンダとを備えて、セミフルパワーブレーキが構成されていることを特徴とするブレーキ液圧倍力システム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、液圧により入力を所定の大きさに倍力させて出力する液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いたブレーキ液圧倍力装置の技術分野に属し、特に、サーボ制御時の途中でサーボ比を変化させることができるようにする液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いたブレーキ液圧倍力装置の技術分野に属するものである。

## 【0002】

【従来の技術】自動車のブレーキ液圧倍力装置等に用いられる液圧倍力装置は、小さな入力で大きな出力を得るようにするものである。この液圧倍力装置の一例として、自動車のブレーキシステムに用いられたブレーキ液圧倍力装置が、実願平4-33402号（実開平5-84553号）のマイクロフィルムにより提案されている。

【0003】図9は、このマイクロフィルムに開示されているブレーキ液圧倍力装置を示す図である。図中、1'はブレーキ液圧倍力装置、2'はハウジング、3'はプラグ、4'はパワーピストン、5'は制御弁、6'は弁座部材、7'は筒状固定部材、8'はナット、9'はボール弁、10'は弁体、11'は筒状部材、12'は入力軸、13'は筒状ストッパ部材、14'は反力ピストン、15'は動力室、16'は出力軸である。

【0004】このブレーキ液圧倍力装置1'において、図示の非作動状態では、制御弁5'のボール弁9'が弁座部材6'に着座しているとともに、筒状部材11'の先端弁部がボール弁9'から離座している。したがって、動力室15'が、図示しない液圧源に常時接続されている入力口17'から遮断しているとともに、同じく図示しないリザーバに常時接続されている室18'に連通し、動力室15'には液圧が導入されていなく、パワーピストン4'は作動しない。

【0005】この非作動状態から入力が増えられて、入力軸12'が前進すると、筒状部材11'も前進して、筒状部材11'の先端弁部が制御弁5'のボール弁9'に当接するとともにこのボール弁9'を押して、弁座部材6'から離座する。これにより、動力室15'は入力口17'に連通するとともに、室18'から遮断し、動力室15'に圧液が導入され、パワーピストン4'が作動する。パワーピストン4'の作動により、ブレーキ液圧倍力装置1'は出力軸16'から出力し、図示しないマスタシリンダのピストンを作動し、マスタシリンダはブレーキ液圧を発生する。動力室15'の液圧が入力に応じた大きさになると、ボール弁9'が弁座部材6'に着座するので、ブレーキ液圧倍力装置1'の出力は、入

力を倍力した大きさとなる。

【0006】動力室15'の液圧により、反力ピストン14'がスプリング19'に対抗して後方に押圧されるが、動力室15'の液圧がまだ小さく、ブレーキシステムのロスストロークが解消しないで実質的にブレーキ力が発生しない初期段階では、反力ピストン14'が入力軸12'の段部12'aに当接しないので、倍力比つまりサーボ比がきわめて大きいサーボ制御によるジャンピング作用が行われる。動力室15'の液圧が所定圧となって、反力ピストン14'が入力軸12'の段部12'aに当接した後は、ブレーキ力が実質的に発生し、このときサーボ比が小さくなって通常ブレーキのサーボ比となり、これ以後ブレーキ液圧倍力装置1'は、入力をこのサーボ比で倍力した出力を発生する通常ブレーキ時のサーボ制御を行うようになる。

【0007】動力室15'の液圧が液圧源で発生する圧力で決まる最大圧となって、それ以上上昇しなくなると、ブレーキ液圧倍力装置1'は全負荷となってサーボ制御を行わなく、それ以後は入力の上昇分に基づく出力上昇分は倍力されない大きさとなる。

【0008】入力をなくすと、入力軸12'が図示しないリタースプリングにより後退するので、筒状部材11'も後退して、筒状部材11'の先端弁部が制御弁5'のボール弁9'から離座する。これにより、動力室15'は入力口17から遮断するとともに、室18'に連通し、動力室15'に導入された液圧がリザーバに排出され、パワーピストン4'がリタースプリング20'により後退する。入力軸12'に固定された筒状ストッパ部材13'がプラグ3'のストッパ21'に当接すると、入力軸12'はそれ以上後退しなく、後退限となって、図示の非作動状態に戻る。動力室15'の液圧が完全に排出されると、パワーピストン4'も図示の非作動状態に戻り、ブレーキ液圧倍力装置1'は出力しなく、マスタシリンダも非作動状態となる。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】ところで、この従来のブレーキ液圧倍力装置1'においては、図10に示すように実質的にブレーキ力が発生するサーボ制御でのサーボ比は一定となっている。

【0010】しかしながら、このようにサーボ比が常に一定であると、ブレーキ力がある程度上昇した後も、入力の上昇に対して出力が常に同じ割合で上昇し、ブレーキ力が必要以上に大きくなってしまふ。このため、ブレーキフィーリングが必ずしも良好であるとは言えない。そこで、ブレーキ力がある程度上昇した後は、入力の上昇に対して出力の上昇を小さくして、ブレーキ力が必要以上に大きくなるのを抑制し、ブレーキフィーリングをより一層良好にすることが求められる。

【0011】本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、簡単な構造で、サーボ制

御の途中からサーボ比を小さくして、入出力特性を滑らかにすることのできる液圧倍力装置を提供することである。

【0012】

【課題を解決するための手段】前述の課題を解決するために、請求項1の発明の液圧倍力装置は、液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸とを備え、前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、前記反力室に、前記動力室の液圧が所定圧より小さいときに大気圧を導入するとともに前記動力室の液圧が前記第1所定圧以上のときにサーボ比制御圧の圧液を導入するように制御するサーボ比制御圧制御弁が設けられていることを特徴としている。

【0013】また請求項2の発明は、前記サーボ比制御圧制御弁が、1つの切換弁または2つの開閉弁からなることを特徴としている。更に請求項3の発明は、前記切換弁または前記開閉弁が、前記動力室の液圧によって作動制御されるか、前記動力室の液圧に応じて励磁される電磁力によって制御されることを特徴としている。

【0014】更に請求項4の発明は、前記サーボ比制御圧制御弁と前記反力室との間の通路に、少なくとも、オリフィスと、このオリフィスより前記サーボ比制御圧制御弁側に位置して低圧アキュムレータとが設けられていることを特徴としている。更に請求項5の発明は、前記サーボ比制御圧が、前記動力室の液圧または前記液圧源の液圧であることを特徴としている。その場合、液圧源の液圧は液圧源の液圧自体でもよいし、液圧源の液圧を圧力調整弁で調整した液圧でもよい。

【0015】更に請求項6の発明は、前記サーボ比制御圧制御弁が、前記動力室の液圧に応じて制御される電磁比例制御弁であり、前記サーボ比制御圧が、前記動力室の液圧または前記液圧源の液圧を前記電磁比例制御弁によって制御された液圧であることを特徴としている。

【0016】更に請求項7の発明は、請求項1ないし6のいずれか1記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によって作動制御され、ブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、このマスタシリンダのブレーキ液圧が導入されることによりブレーキ力を発生するブレーキシリンダとを備えていることを特徴としている。

【0017】更に請求項8の発明は、2系統のブレーキシステムにおいて、請求項1ないし6のいずれか1記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によって作



動制御され、ブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、前記液圧倍力装置の前記動力室の液圧が導入されることによりブレーキ力を発生する一方の系統のブレーキシリンダと、前記マスタシリンダのブレーキ液圧が導入されることによりブレーキ力を発生する他方の系統のブレーキシリンダとを備えて、セミフルパワーブレーキが構成されていることを特徴としている。

#### 【0018】

【作用】このような構成をした請求項1ないし6の発明の液圧倍力装置においては、作動時動力室の液圧が所定圧より小さい時は反力室の液圧が大気圧となっているので、大きいサーボ比でのサーボ制御が行われ、入力上昇に対する液圧倍力装置の出力上昇が大きくなる。更に、動力室の液圧が所定圧以上になると、反力室にサーボ比制御圧が導入され、このサーボ比制御圧が入力軸の段部に入力と対抗する方向に作用するようになる。このため、小さいサーボ比でのサーボ制御が行われ、入力上昇に対する液圧倍力装置の出力上昇が小さくなる。

【0019】このように、請求項1ないし6の発明においては、入力軸に段部を形成するとともに、この段部を反力室に位置させ、この反力室の液圧を制御するだけで、簡単な構造で、液圧倍力装置は、大きなサーボ比によるサーボ制御の途中から小さいサーボ比によるサーボ制御に変わる二段サーボ特性を発揮するようになる。

【0020】この二段サーボ特性により、所定以上の大きさの出力上昇が抑制され、液圧倍力装置の入出力特性は滑らかになる。

【0021】特に、請求項3の発明においては、切換弁または開閉弁が動力室の液圧に応じて励磁される電磁力によって制御される場合、サーボ比制御圧の急上昇時に電磁力による切換弁または開閉弁の切換を遅らせることにより、反力室の液圧上昇が遅れるので、大きいサーボ比から小さいサーボ比への移行が遅れるようになる。つまりサーボ比切換点が変更する。これにより、液圧倍力装置の出力が通常時より大きくなる。

【0022】また請求項4の発明においては、サーボ比制御圧の急上昇時にサーボ比制御圧の圧液がオリフィスにより絞られて反力室の液圧上昇が遅れるので、大きいサーボ比から小さいサーボ比への移行が遅れるようになる。つまりサーボ比切換点が変更する。これにより、液圧倍力装置の出力が通常時より大きくなる。

【0023】更に請求項5の発明においては、液圧源の液圧は動力室の液圧より高いので、サーボ比制御圧として液圧源の液圧を用いることにより、より小さいサーボ比を設定することができる。なお、液圧源の液圧は液圧源の液圧自体でもよいし、液圧源の液圧を圧力調整弁で調整した液圧でもよい。

【0024】更に、請求項6の発明においては、電磁比例制御弁により、反力室へのサーボ比制御圧が制御されるので、サーボ比の切り換えが滑らかに行われるように

なる。更に、請求項7および8の発明のブレーキ液圧倍力システムにおいては、簡単な構造で、サーボ制御の途中から大きなサーボ比から小さなサーボ比へ移行する二段サーボ制御を行うことができるようになるので、ブレーキフィーリングがより良好になる。

#### 【0025】

【発明の実施の形態】以下、図面を用いて本発明の実施の形態について説明する。図1は本発明に係るブレーキ液圧倍力装置の実施の形態の第1例を示す断面図、図2は図1の部分拡大断面図である。

【0026】図1および図2に示すようにこの第1例のブレーキ液圧倍力装置1は、マスタシリンダ2が一体に設けられており、このマスタシリンダ2と共通のハウジング3を備えている。

【0027】ハウジング3には、比較的軸方向に長い段付孔4が図1において右端に開口して穿設されているとともに、この段付孔4の小径部4aが一定の断面積でブレーキ液圧倍力装置1からマスタシリンダ2まで延びている。この軸方向孔4の右端開口部は、Oリング5を有するプラグ6によって液密に閉塞されている。このプラグ6は段付筒状突出部6aを有しており、この段付筒状突出部6aの小径突出部6bがハウジング3の段付孔4の小径部4a内に位置するようにして、段付筒状突出部6aの大径突出部6cが小径部4a内に圧入されているとともに、プラグ6はハウジング3に螺合されたナット7によって段付孔4の段部に当接されてハウジング3に固定されている。

【0028】段付孔4の小径部4a内にパワーピストン8が液密にかつ摺動可能に配設されている。パワーピストン8には、その中心に位置して軸方向に延びるとともにパワーピストン8の右端に開口する段付孔9が穿設されており、段付孔9の小径部9a内には、端部に第1弁座10aを有する筒状の弁座部材10が圧入されている。弁座部材10の右端のフランジ部10bが段付孔9の段部に当接されているとともに、段付孔9の大径部9b内に嵌入された筒状固定部材11によって軸方向に支持されており、更に筒状固定部材11はCリング12によってパワーピストン8に固定されている。

【0029】段付孔9の小径部9a内には、カラー13が圧入されており、このカラー13に、円錐弁14が一体に形成された筒状の弁体15が摺動可能に配設されており、この弁体15はスプリング16により円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aに着座する方向に常時付勢されている。また、弁座部材10の軸方向孔10c内には、弁作動部材17の先端に形成された第2弁座17aが円錐弁14に着座可能に配設されている。また、弁作動部材17は入力軸18に嵌合固定されているとともに、この弁作動部材17には、プラグ6の小径突出部6bの先端に当接可能で、この当接時に入力軸18の後退限を規定するフランジ状のストッパ部17bが一体に

設けられている。弁座部材10と弁作動部材17との間にはスプリング19が縮設されていて、弁作動部材17および入力軸18は、常時図において右方に付勢されている。入力軸18は前方の小径部と後方の大径部とにより形成された段部18aを有する段付軸に形成されており、入力軸18の大径部がプラグ6を液密に貫通し、その後端は図示しないがブレーキペダルに連結されている。

【0030】また、ハウジング3には、圧液が導入される入力口22と、この入力口22と段付孔4の小径部4aとを連通する通路孔23とが設けられているとともに、パワーピストン8に、この通路孔23と段付孔9の小径部9aとを連通する通路孔24が穿設されている。その場合、通路孔24は、弁座部材10とカラー13との間の小径部9aに開口している。これらの入力口22および通路孔23、24により、液圧供給通路が構成されている。

【0031】プラグ6とパワーピストン8の右端との間には、動力室25が形成されており、この動力室25は弁座部材10の軸方向孔10cに常時連通されている。この動力室25内に、弁作動部材17のストッパ部材17bが位置されている。なお、プラグ6の小径突出部6bの外周面と筒状固定部材11の内周面との間には、隙間が設けられていて、作動液が自由に流動可能となっている。

【0032】また、動力室25は、ハウジング3に穿設された通路孔26を介して出力口27に常時連通されているとともに、この出力口27は2ブレーキ系統のうちの一方の系統におけるホイールシリンダ28、29に常時連通されている。

【0033】更に、弁体15には軸方向に貫通する軸方向孔30が穿設されており、この軸方向孔30はパワーピストン8に穿設された径方向孔31に常時連通している。この径方向孔31は小径部4aを介してハウジング3に穿設された排出口32に常時連通されており、この排出口32はリザーバ33に常時連通されている。更に、動力室25は、パワーピストン8に穿設された通路孔34を介して弁体15の段部15aに面する室35に常時連通されている。

【0034】更に、入力口22とリザーバ33とを接続する液圧回路36に、モータ37で駆動される液圧ポンプ38と、液圧ポンプ38の吐出側にチェックバルブ39を介してアキュムレータ40とがそれぞれ設けられている。アキュムレータ40には、液圧ポンプ38の吐出圧によって常時所定圧が蓄えられるようになっている。

【0035】ところで、本例のブレーキ液圧倍力装置1は、更にプラグ6に形成された反力室41が設けられており、この反力室41に、入力軸18の段部18aが面するようになっている。そして、反力室41はプラグ6に穿設された径方向孔42、ハウジング3とプラグ6と

の間の環状空間43、ハウジング3に穿設された軸方向孔44を介して、制御圧導入口45に常時連通されている。

【0036】図1に示すように、制御圧導入口45は可変サーボ装置61に接続されており、この可変サーボ装置61は二位置三方弁からなる圧力切換弁46を備えている。二位置三方切換弁46は、制御圧導入口45を、リザーバ33に常時連通する液圧回路36に接続する第1位置Iと、制御圧導入口45を、出力口27とホイールシリンダ28、29とを接続するブレーキ液通路に接続する第2位置IIとが設定されており、通常時は第1位置Iに設定されるとともに、出力口27の液圧、つまり動力室25の液圧が設定作動圧（すなわちサーボ比切換圧）になったとき、第2位置IIに切換制御されるようになっている。

【0037】一方、パワーピストン8の前部には、マスタシリンダ2のマスタシリンダピストン47が一体に形成されており、このマスタシリンダピストン47はパワーピストン8の有効受圧面積と同じ有効受圧面積に設定されて、ハウジング3の段付孔4の小径部4aに、カップシール48により一方向にのみ液密に、かつ摺動可能に嵌合されている。

【0038】また、小径部4a内にはマスタシリンダピストン47により液室49が画成されているとともに、この液室49は出力口50を介して2ブレーキ系統のうちの他方の系統におけるホイールシリンダ51、52に常時連通されている。更に、マスタシリンダピストン47には、径方向孔31つまりリザーバ33と液室49とを連通する軸方向孔53が穿設されている。この軸方向孔53には、先端に弁54が設けられた弁ロッド55が貫通しており、この弁ロッド55は、ハウジング3に小径部4aを径方向に貫通して設けられた弁解放ロッド56に当接可能となっている。更に、弁54はスプリング57によって弁座58に着座する方向に常時付勢されている。そして、マスタシリンダピストン47が図示の非作動位置にあるときは、弁ロッド55が弁解放ロッド56に当接することにより、弁54がスプリング57のばね力に抗して弁座58から離座し、リザーバ33と液室49とが連通されるようになっている。また、マスタシリンダピストン47が前進したときは、スプリング57のばね力により弁54が弁座58に着座しかつ弁ロッド55が弁解放ロッド56から離れ、リザーバ33と液室49とが遮断されてマスタシリンダ圧が発生するようになっている。更に、液室49内には、マスタシリンダピストン47が一体となったパワーピストン8を常時非作動方向に付勢するリターンスプリング59が縮設されている。

【0039】このように、本例のマスタシリンダ2と一体のブレーキ液圧倍力装置1を用いたブレーキシステムは、一方のブレーキ系統がそのホイールシリンダ28、



29に動力室25の液圧が導入されるフルパワーブレーキ系統であり、また他方のブレーキ系統がそのホイールシリンダ51,52にマスタシリンダ圧が導入される液圧ブレーキ系統であるセミフルパワーブレーキシステムとして構成されている。

【0040】次に、この例のマスタシリンダと一体のブレーキ液圧倍力装置の作用について説明する。ブレーキペダルが踏み込まれないブレーキ非操作時は、円錐弁14、弁座部材10の第1弁座10aおよび弁作動部材17の第2弁座17aは、図1および図2に示す位置関係にある。すなわち、円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aに着座しているとともに、弁作動部材17の第2弁座17aが円錐弁14から離座している。この状態では、入力口22に常時連通している通路孔24と弁座部材10の軸方向孔10cとが遮断されているとともに、弁座部材10の軸方向孔10cと排出口32に常時連通している弁体15の軸方向孔30とが連通している。したがって、ブレーキ非操作時は、動力室25がポンプ38およびアキュムレータ40から遮断されているとともにリザーバ33に連通し、動力室25には圧液が供給されない。

【0041】また、弁作動部材17のストッパ部17bがプラグ6の小径突出部6bに当接した位置となっている。更に圧力切換弁46が図示の第1位置Iにあり、反力室32はリザーバ33に連通している。

【0042】ブレーキペダルの踏込みによるブレーキ操作時は、入力軸18が前進し、弁作動部材17の第2弁座17aが円錐弁14に着座するとともに、円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aから離座するので、この状態では通路孔24と弁座部材10の軸方向孔10cとが連通するとともに、弁座部材10の軸方向孔10cと弁体15の軸方向孔30とが遮断される。したがって、動力室25がリザーバ33から遮断されるとともにポンプ38およびアキュムレータ40に連通し、動力室25にアキュムレータ40の圧液が供給される。この場合、円錐弁14、第1弁座10aおよび第2弁座17aにより、動力室25をポンプ38およびアキュムレータ40の液圧源またはリザーバ33に選択的に切換制御するブレーキ液圧倍力装置1の制御弁60が構成されている。

【0043】動力室25内に導入された圧液がリターンスプリング59のばね力に打ち勝つ圧力になると、この液圧によりパワーピストン8が前進してブレーキ液圧倍\*

$$F_{out} = \frac{A_4}{A_1 - A_3} F_{in} - \frac{A_4}{A_1 - A_3} SPG_1 - SPG_2$$

【0047】で与えられるとともに、図3に示すように直線αで表され、大きなサーボ比でサーボ制御が行われる。

【0048】また、このサーボ制御中で、入力が所定の大きさになるまでは、動力室25内の液圧が圧力切換弁※50

\*力装置1が出力を発生するとともに、マスタシリンダピストン47が前進して、弁54が弁座58に着座して、液室49にマスタシリンダ圧が発生する。そして、動力室25内の液圧が一方の系統の両ホイールシリンダ28,29に導入されるとともに、マスタシリンダ圧が他方の系統の両ホイールシリンダ51,52に導入され、両系統のブレーキが作動する。このとき、動力室25内の液圧が作用するパワーピストン8の有効受圧面積が液室49のマスタシリンダ圧が受けるマスタシリンダピストン44の有効受圧面積とが等しいことから、動力室25内の液圧とマスタシリンダ圧とはバランスして等しくなる。したがって、各ホイールシリンダ28,29;51,52にはともに等しい液圧の圧液が供給される。

【0044】更に動力室25内の圧液は軸方向の通路孔34を介して室35内にも導入され、この室35内の液圧が弁体15の段部15aに作用することにより、弁体15は動力室25の液圧に対抗する方向に付勢される。入力軸18は、その先端にある弁作動部材17の比較的小さな有効受圧面積が受ける動力室25内の液圧による力が作用されるようになり、この力が反力として運転者に伝えられる。

【0045】入力軸18の反力が入力軸18の入力に等しくなると、円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aおよび弁作動部材17の第2弁座17aのいずれにも着座し、動力室25はアキュムレータ40およびリザーバ33のいずれからも遮断される。入力軸18の入力が更に上昇すると、再び円錐弁14が第1弁座10aから離座し、動力室25には更に圧液が供給され、動力室25内の液圧が更に上昇する。以後、円錐弁14が第1弁座10aに対する着座および離座を繰り返すことにより、動力室25内の液圧が入力軸18の入力の上昇にしたがって上昇するいま、ブレーキ液圧倍力装置1の出力を $F_{out}$ 、ブレーキ液圧倍力装置1の入力を $F_{in}$ 、段付の入力軸18の小径部外径の断面積（有効受圧面積；以下、他の断面積も同じ）を $A_1$ （図2に図示；以下、他の断面積の符号も同じ）、入力軸18の大径部外径の断面積を $A_2$ 、円錐弁14と第2弁座17aとのシート断面積を $A_3$ 、パワーピストン8の外径の断面積を $A_4$ （ここで、 $A_3 < A_1 < A_2 < A_4$ ）、各スプリング19,59のばね力をそれぞれ $SPG_1, SPG_2$ とすると、このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

【0046】

【数1】

※46の作動圧まで上昇しないので、圧力切換弁46は第1位置Iに設定されたままとなり、反力室41はリザーバ33に接続されたままとなっている。

【0049】入力が所定量になって、動力室25内の液圧が圧力切換弁46のサーボ比切換圧になると、圧力切

11

換弁46は切り換えられて第2位置IIに設定される。すると、反力室41は出力口27とホイールシリンダ28,29との間のブレーキ液通路に接続され、反力室41には、サーボ比制御圧である出力口27の液圧、つまり動力室25の液圧が導入される。そして、反力室41に導入された液圧は、入力軸18の段部18aに、入力軸18に加えられている入力と対抗するように作用するようになる。このため、入力軸18に作用される反力が大きくなって、図3に示す直線αで表される大きなサーボ比でのサーボ制御が終了し、以後、ブレーキ液圧倍力装置1の出力は入力軸18の入力に対してこれまでのサ\*

$$F_{out} = \frac{A_4}{A_2 - A_3} F_{in} - \frac{A_4}{A_2 - A_3} SPG_1 - SPG_2$$

【0051】で与えられるとともに、図3に示すように直線βで表される。このように、ブレーキ液圧倍力装置1は、入力が所定以上大きくなると、これまでのサーボ比より小さなサーボ比でサーボ制御を行う二段サーボ特性を有している。

【0052】更に、入力が上昇して、動力室25の液圧がアクキュムレータ40に蓄圧される最大設定圧になると、動力室25の液圧はそれ以上上昇しなく、ブレーキ液圧倍力装置1は大きなサーボ比によるサーボ制御を終了し、全負荷状態となる。したがって、これ以後、ブレーキ液圧倍力装置1の出力上昇分は、入力上昇分を倍力しないものとなる。

【0053】ブレーキペダルを解放してブレーキ作動を解除すると、入力軸18および弁作動部材17がともに右方へ後退して制御弁60の第2弁座17aが円錐弁14から離座し、動力室25内の圧液が、弁座部材10の軸方向孔10c、円錐弁14と第2弁座17aとの間の隙間、弁体15の軸方向孔30、径方向孔31、段付孔4の小径部4a、および排出口32を介してリザーバ33に排出される。入力軸18が大きく後退するので、第2弁座17aが円錐弁14から大きく開き、動力室25内の圧液は迅速に排出される。

【0054】動力室25内の圧液の排出により、一方の系統の両ホイールシリンダ28,29の圧液も迅速に動力室25を通過してリザーバ33に排出されて、両ホイールシリンダ28,29の液圧が低下する。一方、リターンスプリング59のばね力により、マスタシリンダピストン44およびパワーピストン8が迅速に後退するため、液室49の液圧および他方の系統の両ホイールシリンダ51,52の液圧がともに低下する。そして、弁ロッド55が弁開放ロッド56に当接すると、それ以後のマスタシリンダピストン47の後退に対して、弁54が弁座58から離座し、液室49がリザーバ33に接続される。このため、両ホイールシリンダ51,52の圧液も迅速に液室49を通過してリザーバ33に排出されて、両ホイールシリンダ51,52の液圧が更に低下する。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1の出力は入力軸1

12

\*ーボ制御よりは小さく上昇する。すなわち、ブレーキ液圧倍力装置1は反力が大きくなることから比較的小さなサーボ比で入力軸18の入力を倍力して出力するサーボ制御を行うようになる。これにより、各ホイールシリンダ28,29;51,52はそれぞれ入力軸18の入力に対して直線αによるブレーキ力より小さなブレーキ力を発生する。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

【0050】

【数2】

※8の入力低下に対して全負荷から直線βの小さなサーボ比で低下し、両系統のブレーキが解除開始される。

【0055】動力室25内の液圧が圧力切換弁46のサーボ比切換圧より低下すると、圧力切換弁46が第1位置Iに切り換わり、反力室41がリザーバ33に接続される。このため、反力室41の液圧がなくなって入力軸18の段部18aに作用しなくなり、直線αの大きなサーボ比でのサーボ制御に移行し、以後、ブレーキ液圧倍力装置1の出力は入力軸18の入力低下に対して直線βの小さなサーボ比でのサーボ制御よりは大きく低下する。

【0056】ブレーキ解除がほぼ終了するまで入力軸18が更に後退すると、弁作動部材17のストッパ部17bがプラグ6の小径突出部6bの先端に当接することにより、入力軸18および弁作動部材17の後退が停止し、入力軸18および弁作動部材17はともに後退限となる。しかしながら、入力軸18および弁作動部材17の後退が停止しても、パワーピストン8、円錐弁14および弁座部材10は、ともに更に後退を続ける。このため、円錐弁14が弁作動部材17の第2弁座17aに近づいてくる。

【0057】パワーピストン8の右端がプラグ6に当接すると、パワーピストン8の後退が停止し、マスタシリンダピストン47およびパワーピストン8は非作動位置となって、ブレーキが迅速にかつ完全に解除される。

【0058】パワーピストン8の非作動位置では、円錐弁14が弁作動部材17の第2弁座17aにきわめて近づいて円錐弁14と第2弁座17aとの間の間隙がきわめて小さくなり、着座寸前となる。したがってブレーキペダルが踏み込まれて入力軸18および弁作動部材17が前進すると、直ぐに第2弁座17aが円錐弁14に着座するとともに円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aから直ぐに離座する。すなわち、制御弁60の切換作動を行うためのロスストロークがきわめて小さくなり、ブレーキが迅速に作動する。

【0059】このようにして、ブレーキ操作時には迅速にブレーキが作動するとともに、ブレーキ操作解除時に



はブレーキ作動が迅速に解除し、ブレーキ液压発生装置1はきわめて応答性のよいものとなる。この例のブレーキ液压倍力装置1によれば、ブレーキ時のサーボ制御の途中において、動力室25の液压が所定圧以上の時、換言すればブレーキペダルからの入力が所定の大きさ以上の時、これまでのサーボ比より小さなサーボ比でサーボ制御を行う二段サーボ特性を発揮することができるようになる。その場合、入力軸18の段部18aが位置する場所に、反力室41を設けるとともに、圧力切換弁46により、この反力室41に動力室25の液压を導入する

【0060】これにより、ブレーキ液压倍力装置1は、ブレーキ力の上昇が、所定のブレーキ力以上では小さく抑制されるようになり、ブレーキフィーリングが良好になる。なお、圧力切換弁46の設定作動圧を可変にして種々調整することにより、サーボ比切換点を変えることが可能となる。

【0061】また、反力室41にアキュムレータ40の蓄圧を導入することもできる。この場合には、アキュムレータ40の蓄圧自体を反力室41に導入することもできるが、アキュムレータ40の蓄圧を圧力調整弁で調整した液压を反力室41に導入するようにする。これにより、液压倍力装置は、より小さなサーボ比が得られるようになる。

【0062】図4は、本発明の実施の形態の第2例を部分的に示す部分断面図である。前述の第1例では可変サーボ装置73が動力室25の液压によるパイロット圧で切換制御される圧力切換弁46を備えているが、この第2例のブレーキ液压倍力装置1では、図4に示すように可変サーボ装置61がこの圧力切換弁46に代えて電磁切換弁62を備えている。また、第2例のブレーキ液压倍力装置1では、この電磁切換弁62を切換制御するための圧力センサ63が設けられている。

【0063】電磁切換弁62は、前述の圧力切換弁46とまったく同じ、第1位置Iと第2位置IIとが設定された二位置三方弁からなっている。圧力センサ63は、動力室25の液压を検出して図示しない電子制御装置に出力し、電子制御装置はこの圧力センサ63からの圧力検出信号に基づいて、動力室25の液压が前述の圧力切換弁46の作動圧と同じ圧力となったとき、電磁切換弁62を第2位置IIに切り換えるようになっている。

【0064】またこの第2例においては、電子制御装置は、圧力センサ63からの検出信号に基づいて動力室25の液压の、通常ブレーキ時より急速な上昇を検知して、急ブレーキ操作が行われたと判断したときは、電磁切換弁62を第2位置IIへの切換を遅らせるようにする。この第2例のブレーキ液压倍力装置1の他の構成は、前述の第1例と同じである。

【0065】このように構成された第2例のブレーキ液

圧倍力装置1においては、動力室25の液压が電磁切換弁62の作動圧より低いときは、電子制御装置が電磁切換弁62を第1位置Iに設定するので、反力室41がリザーバ33に接続されて大気圧となり、前述の図3に示す直線αで表される大きなサーボ比でサーボ制御が行われる。また、動力室25の液压が電磁切換弁62の作動圧以上のときは、電子制御装置が電磁切換弁62を第2位置IIに設定するので、反力室41に動力室25の液压が導入されて入力軸18の段部18aに作用し、前述の図3に示す直線βで表される小さなサーボ比でサーボ制御が行われる。

【0066】また、急ブレーキ操作が行われると、動力室25の液压が通常ブレーキ時よりも急速に上昇する。電子制御装置は、圧力センサ63からの検出信号に基づいて動力室25の液压のこの急上昇を検知したときは、電磁切換弁62を第2位置IIへの切換を遅らせる。これにより、図3に二点鎖線γで示すように直線αの大きなサーボ比から直線βの小さなサーボ比への移行が遅くなる。つまり、サーボ比切換点が変わり、大きなサーボ比によるサーボ制御の終了が遅くなる。したがって、その分ブレーキ液压倍力装置1は大きな出力を発生するようになり、急ブレーキ時により大きなブレーキ力を得ることができる。この第2例のブレーキ液压倍力装置1の他の作用効果は、前述の第1例と同じである。

【0067】図5は、本発明の実施の形態の第3例を部分的に示す図である。前述の第2例では、動力室25の液压の急上昇時に電磁切換弁62の切換を遅らせることによりサーボ比の切換を遅らせて、急ブレーキ時に大きなブレーキ力を得るようにしているが、この第3例のブレーキ制御装置1の可変サーボ装置61では、図5に示すように前述の第2例の電磁切換弁62と制御圧導入口45との間の通路に、更に、ピストン64、シリンダ65、およびスプリング66を有し、液を溜めるための低圧アキュムレータ67と、指示圧導入口45と電磁切換弁62および低圧アキュムレータ67との間の通路に設けられたオリフィス68と、このオリフィス68をバイパスして設けられ、指示圧導入口45から電磁切換弁62および低圧アキュムレータ67への液の流れのみを許容するチェックバルブ69とを備え、オリフィス68と低圧アキュムレータ67とによりサーボ比の切換を遅らせて、急ブレーキ時に大きなブレーキ力を得るようにしている。この第3例のブレーキ液压倍力装置1の他の構成は、第2例と同じである。

【0068】この第3例のブレーキ液压倍力装置1においては、急ブレーキ操作が行われると、動力室25の液压が急速に上昇する。すると、電磁切換弁62が第2位置IIに切り換えられたとき、動力室25の圧液が反力室41へ急速に流動するようになるが、この圧液はオリフィス68によって絞られるとともに低圧アキュムレータ67に貯えられ、その結果低圧アキュムレータ67が蓄



圧されるようになる。このため、反力室41の液圧上昇が遅れるので、その分、図3に二点鎖線 $\gamma$ で示すように直線 $\alpha$ の大きなサーボ比から直線 $\beta$ の小さなサーボ比への移行が遅くなる。つまり、サーボ比切換点が変わり、大きなサーボ比によるサーボ制御の終了が遅くなる。したがって、その分ブレーキ液圧倍力装置1は大きな出力を発生するようになり、急ブレーキ時により大きなブレーキ力を得ることができる。なお、その後、電磁切換弁62が切り換えられて第1位置Iに設定されたときは、反力室41の圧液はチェックバルブ69を介して迅速にリザーバ33へ排出されるようになる。この第3例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第2例と同じである。

【0069】なお、第3例のブレーキ液圧倍力装置1に、急ブレーキ時に、第2例のような電磁切換弁62の切換の遅延制御を組み合わせることににより、急ブレーキ時に更に大きなブレーキ力を得ることができる。

【0070】図6は、本発明の実施の形態の第4例を部分的に示す図である。図6に示すように、この第4例のブレーキ制御装置1の可変サーボ装置61では、図4に示す第2例の二位置三方弁からなる電磁切換弁62に代えて、2個の第1および第2電磁開閉弁70、71が設けられている。

【0071】第1電磁開閉弁70は連通位置Iと遮断位置IIとからなる常開の開閉弁であり、また第2電磁開閉弁71は遮断位置Iと連通位置IIとからなる常閉の開閉弁である。これらの第1および第2電磁開閉弁70、71は、前述の電磁切換弁62と同様に、圧力センサ63によって検出された動力室25の液圧が電磁開閉弁70、71の作動圧以上のとき、電子制御装置が第1および第2電磁開閉弁70、71をそれぞれ第2位置IIに切換設定するようになっている。この第4例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成および作用効果は第2例と同じである。

【0072】図7は、本発明の実施の形態の第5例を示す図である。図7に示すように、この第5例のブレーキ液圧倍力装置1では、可変サーボ装置61に電磁比例制御弁72が設けられているとともに、この電磁比例制御弁72は圧力調整弁73を介してアキュムレータ40に接続されている。そして、電磁比例制御弁72は、前述の各電磁弁と同様に圧力センサ63により検出された動力室25の液圧に基づいて電子制御装置により制御されて、非作動時に制御圧導入口45をリザーバ33に接続するとともに圧力調整弁73から遮断し、また作動時に制御圧導入口45をリザーバ33から遮断するとともに圧力調整弁73に接続するようになっている。その場合、電磁比例制御弁72は、圧力調整弁73からの出力圧をソレノイドに入力される制御信号に比例的に制御して出力する。したがって、反力室41には、アキュムレータ40の蓄圧が圧力調整弁73で調整され、更に電磁

比例制御弁72で動力室25の液圧に応じて制御された圧力が導入されるようになっている。この第5例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第2例と同じである。

【0073】この第5例のブレーキ液圧倍力装置1においては、非作動時は、電磁比例制御弁72が反力室41をリザーバ33に接続し、反力室41は大気圧となっている。

【0074】この状態で、ブレーキ操作が行われると、ブレーキ液圧倍力装置1は、図8に示す直線 $\alpha$ （図3の直線 $\alpha$ と同じ）の大きなサーボ比によるサーボ制御を行うようになる。

【0075】動力室25の液圧がサーボ比切換圧になると、圧力センサ63の検出信号に基づいて、電子制御装置は電磁比例制御弁72を作動し、反力室41をリザーバ33から遮断する。これ以後、動力室25の液圧上昇に対して、電子制御装置は電磁比例制御弁72をこの動力室25の液圧に応じて制御するので、電磁比例制御弁72は動力室25の液圧に応じた圧力を出力し、この出力圧の圧液が反力室41に導入される。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、図8に示すようにサーボ比を直線 $\alpha$ から直線 $\gamma$ に沿って徐々に変化させながら、直線 $\beta$ に切り換える。このようにして、第5例のブレーキ液圧倍力装置1においては、サーボ比が滑らかに切り換えられるようになる。

【0076】なお、電磁比例制御弁72を適宜制御することにより、図8に二点鎖線 $\delta$ で示すように直線 $\alpha$ のサーボ比から直接全負荷に移行させることもできる。また、反力室41に導入される液圧として、アキュムレータの蓄圧に代えて動力室25の液圧を用いることもできる。この第5例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第2例と同じである。前述の各例では、本発明の液圧倍力装置をブレーキ液圧倍力装置に適用して説明しているが、ブレーキ以外の他の液圧倍力装置にも適用できる。

【0077】

【発明の効果】以上の説明から明らかなように、本発明の液圧倍力装置によれば、簡単な構造で、サーボ制御の途中から大きなサーボ比から小さなサーボ比へ移行する二段サーボ特性を得ることができる。また、サーボ比切換点を変更することができ、これにより求められる種々の入出力特性に柔軟に対応することが可能となる。

【0078】更に、電磁比例制御弁を用いているので、サーボ比を滑らかに変えることができるようになる。更に、本発明のブレーキ液圧倍力装置によれば、二段サーボ制御を行うことにより、簡単な構造で、ブレーキフィーリングをより一層良好にすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係るブレーキ液圧倍力装置の実施の形態の第1例を示す断面図である。

【図2】 図1に示すブレーキ液圧倍力装置の部分拡大断面図である。

【図3】 図1に示すブレーキ液圧倍力装置の入出力特性を示す図である。

【図4】 本発明の実施の形態の第2例を示す断面図である。

【図5】 本発明の実施の形態の第3例を示す断面図である。

【図6】 本発明の実施の形態の第4例を示す断面図である。

【図7】 本発明の実施の形態の第5例を示す断面図である。

【図8】 図7に示すブレーキ液圧倍力装置の入出力特性を示す図である。

【図9】 従来のブレーキ液圧倍力装置を部分的に示す

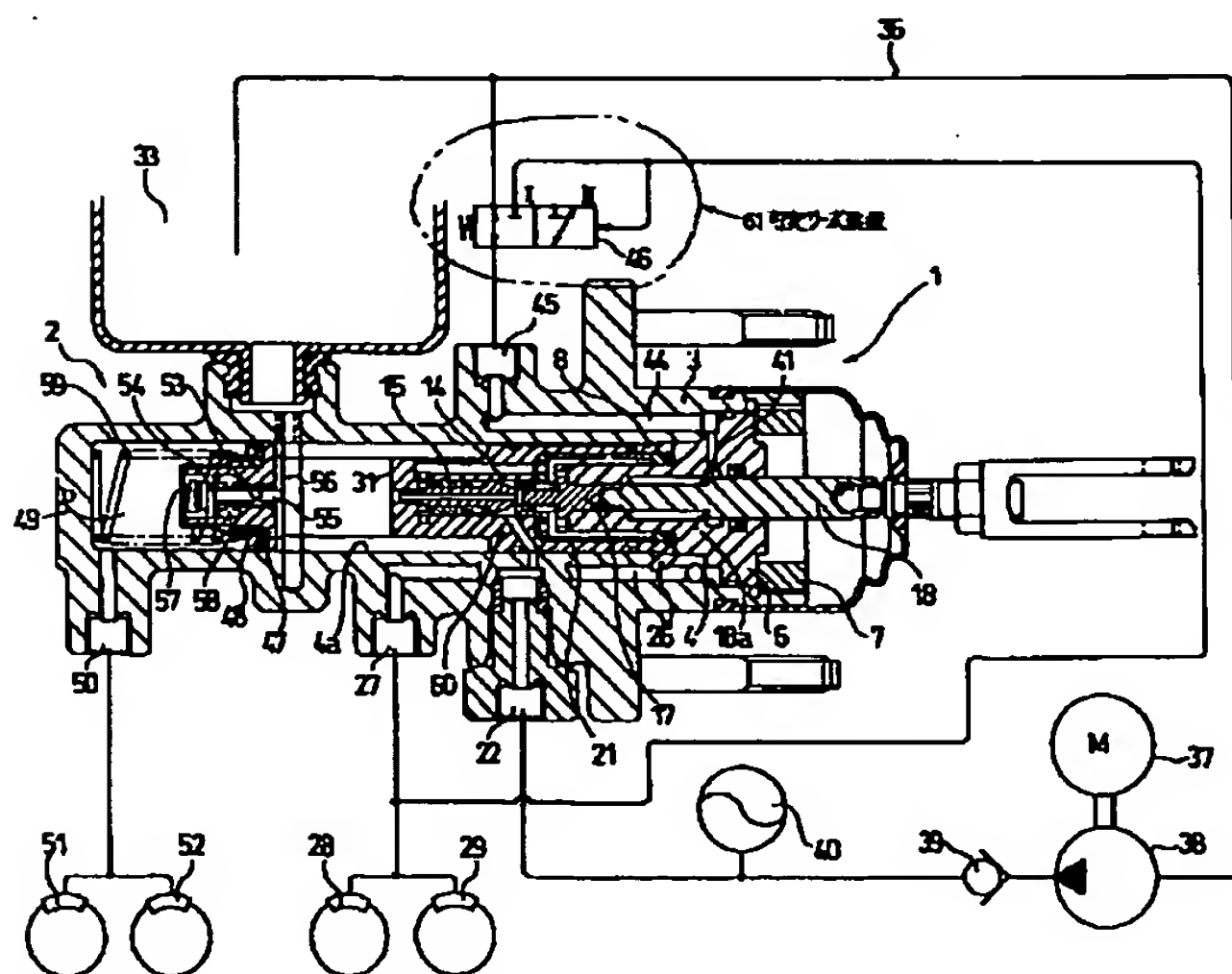
部分断面図である。

【図10】 図9に示すブレーキ液圧倍力装置の入出力特性を示す図である。

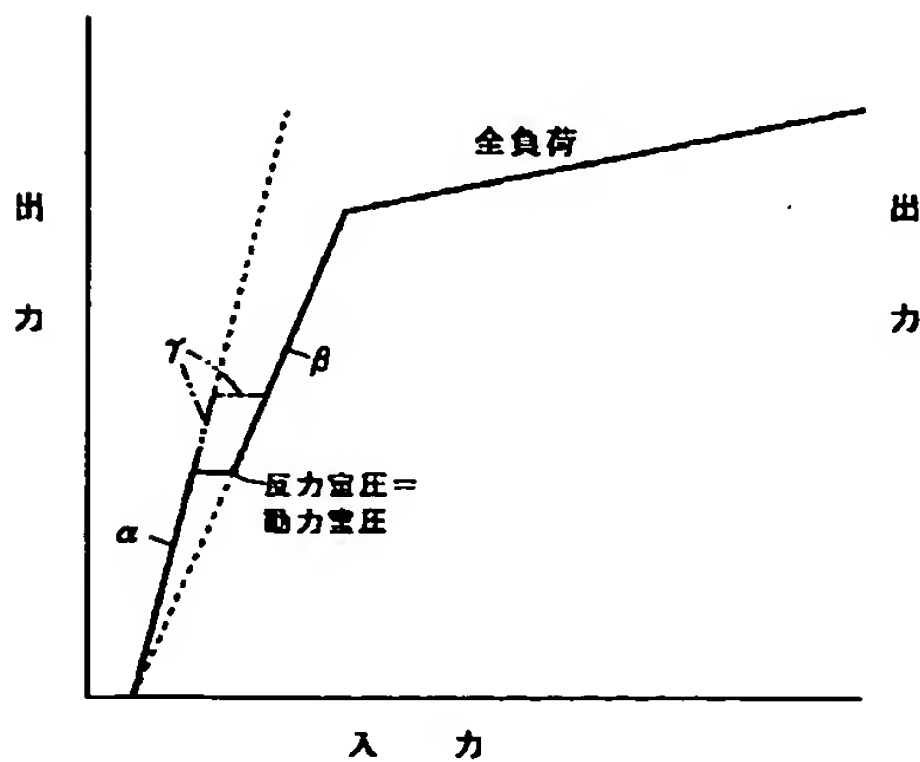
【符号の説明】

1…ブレーキ液圧倍力装置、2…マスタシリンダ、3…ハウジング、8…パワーピストン、18…入力軸、18a…段部、20…反力ピストン、20e…反力ピストンの右端、21…スプリング、25…動力室、27…出力口、33…リザーバ、40…アキュムレータ、41…反力室、44…マスタシリンダピストン、45…制御圧導入口、46…切換弁、60…制御弁、61…可変サーボ装置、62…電磁切換弁、63…圧力センサ、67…低圧アキュムレータ、68…オリフィス、69…チェックバルブ、70…第3電磁切換弁、71…第4電磁切換弁、72…電磁比例制御弁、73…圧力調整弁

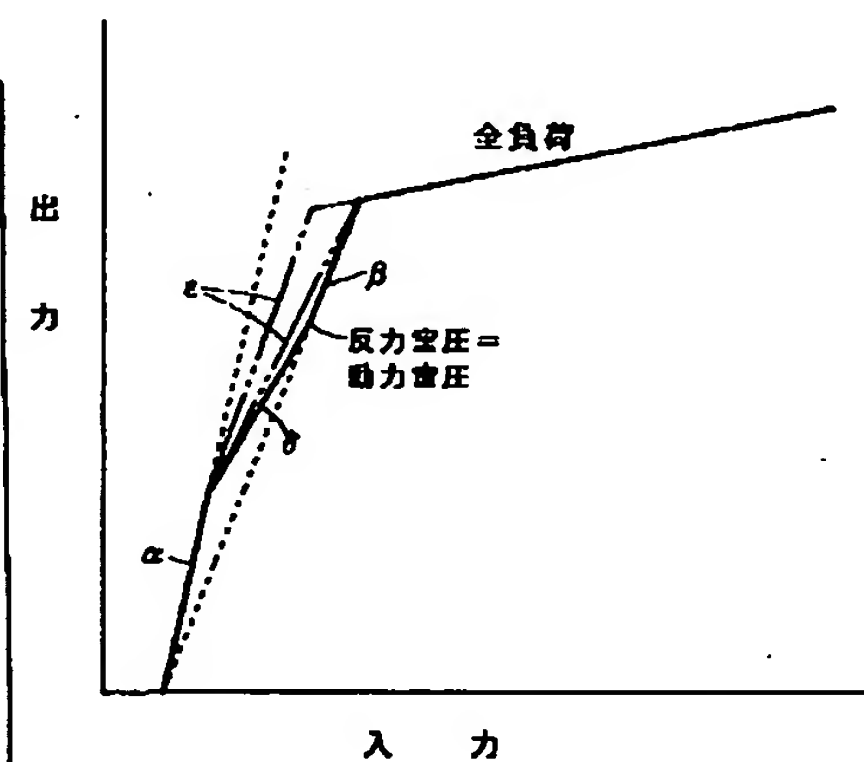
【図1】



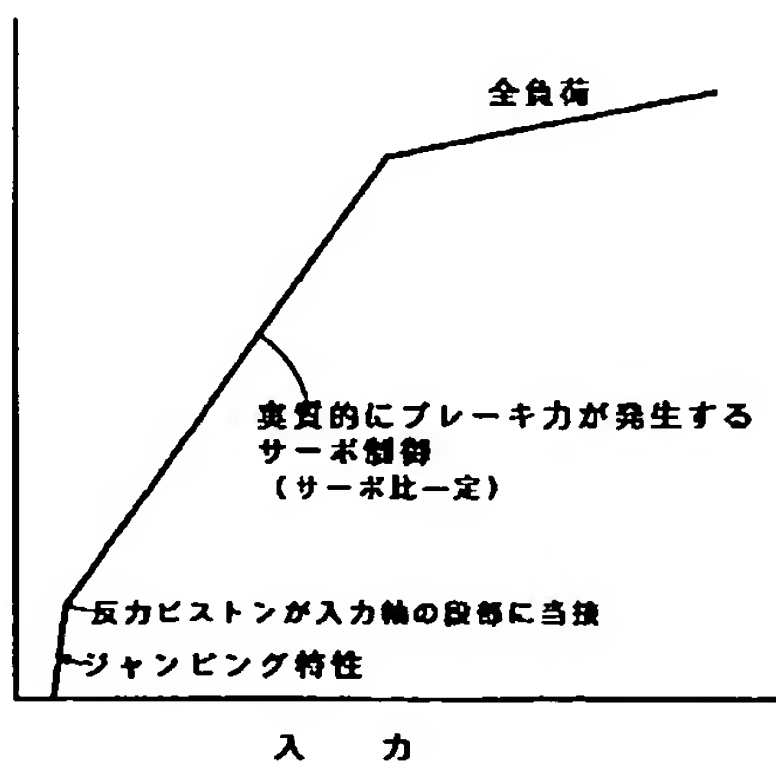
【図3】



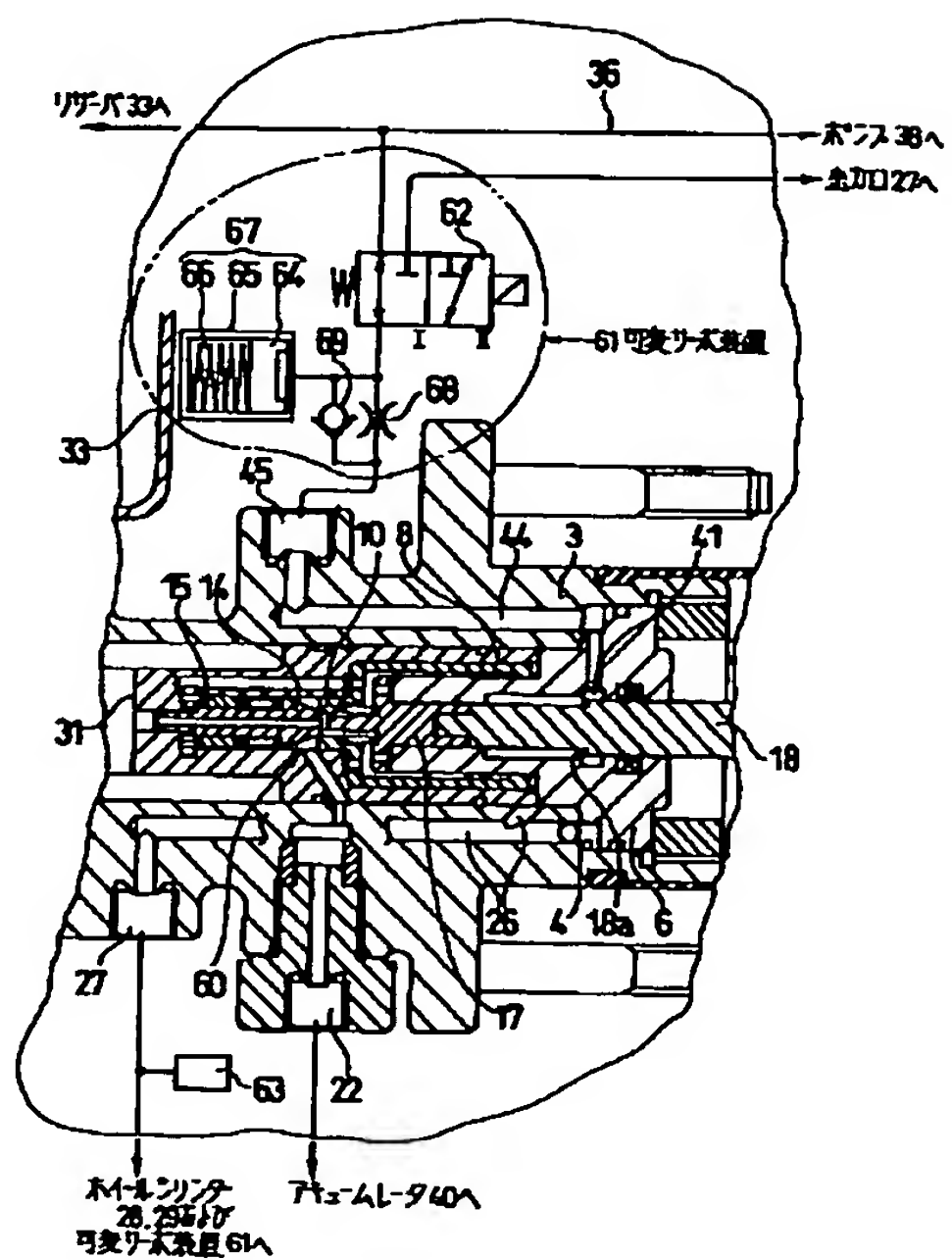
【図8】



【図10】



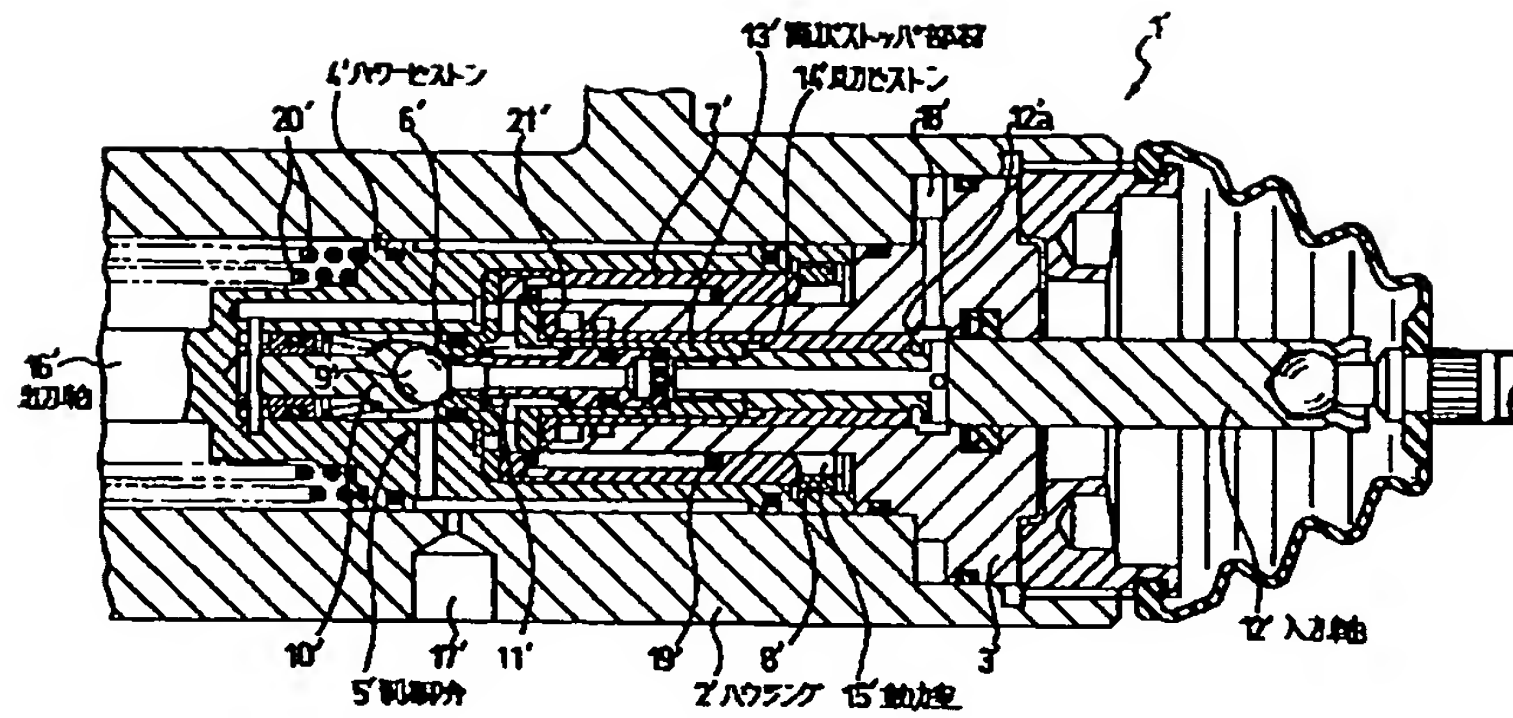
【図5】







【図9】



フロントページの続き

(72)発明者 沢田 護  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(72)発明者 井本雄三  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-286269

(43)公開日 平成11年(1999)10月19日

(51)IntCl<sup>6</sup>

識別記号

F I

B 6 0 T 13/12

B 6 0 T 13/12

B

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 17 頁)

(21)出願番号 特願平10-290495

(22)出願日 平成10年(1998)10月13日

(31)優先権主張番号 特願平10-23139

(32)優先日 平10(1998)2月4日

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000181239

自動車機器株式会社

東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号

(71)出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 岡弘之

埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自

動車機器株式会社松山工場内

(72)発明者 小林道夫

埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自

動車機器株式会社松山工場内

(74)代理人 弁理士 青木 健二 (外7名)

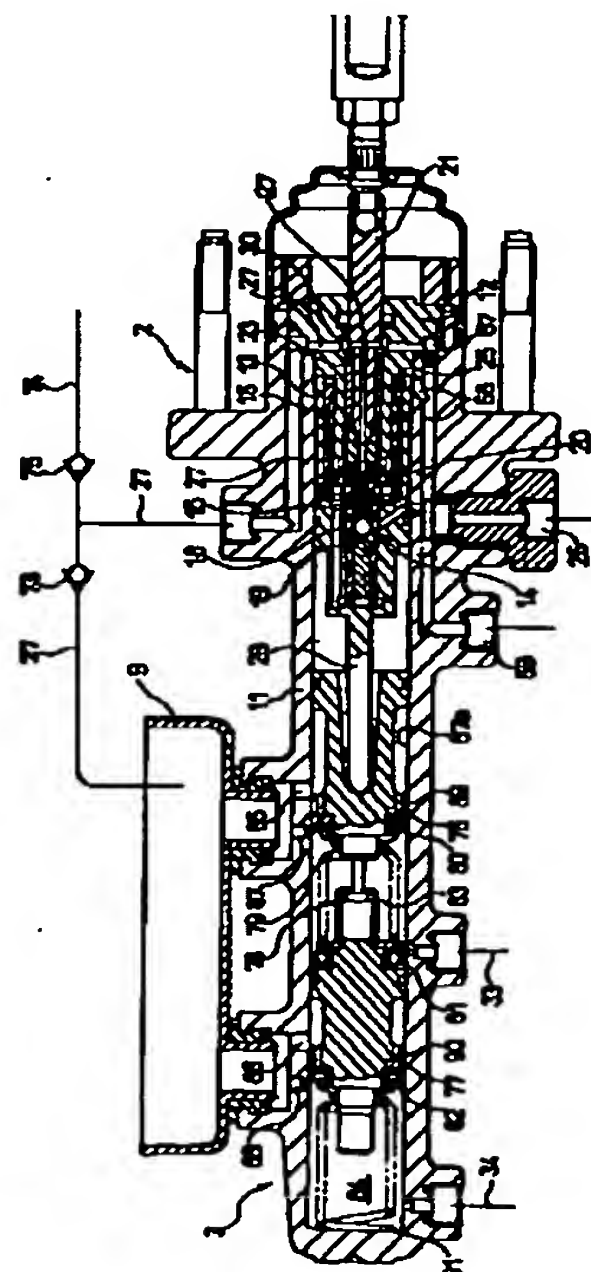
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いたブレーキ液圧倍力システム

(57)【要約】

【課題】ヒステリシスを有する液圧倍力装置を用いて、簡単な構成で安価にブレーキアシストを行うようにする。

【解決手段】入力軸21の前進時に、第12チェックバルブ73を通してリザーバ9から作動液が反力室30に導入されるので、反力室30の圧力は大気圧に保持され、入力軸21の後退時に、反力室30の作動液が第13チェックバルブ75および通路74を通してホイールシリンダ側に排出されるので、反力室30はホイールシリンダ圧に保持される。この反力室30の圧力が、入力軸21の段部21aに当接した反力ピストン23の後端23cに作用するので、液圧倍力装置2はヒステリシスを有する。ブレーキアシスト必要時に、圧力導入口69を介して動力室25に液圧を導入することにより、ブレーキ力が増大する。その場合、動力室25の液圧は液圧倍力装置2のヒステリシスの範囲内で種々制御される。





## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液を前記動力室に導入する制御弁と、作動時前進しかつ作動解除時に後退して前記制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸と、外径が前記入力軸の制御弁側と反対側の部分の径より大きく設定されて筒状に形成されているとともに前記入力軸の小径部に摺動可能に嵌合され、その前端が前記動力室に面しかつその後端が前記入力軸の段部に当接可能な反力ピストンとを備え、

前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に、前記入力軸の前進時と前記入力軸の後退時とで異なる圧力を導入する圧力制御手段が設けられていることを特徴とする液圧倍力装置。

【請求項2】 前記入力軸の前進時に前記反力室に導入される圧力は大気圧であり、前記入力軸の後退時に前記反力室に導入される圧力は前記パワーピストンの出力に応じた圧力であることを特徴とする請求項1記載の液圧倍力装置。

【請求項3】 前記入力軸の段部あるいは前記反力ピストンの後端に、緩衝部材が設けられていることを特徴とする請求項1または2記載の液圧倍力装置。

【請求項4】 請求項2または3記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によってマスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダピストンを有するマスタシリンダと、前記マスタシリンダ圧が導入されることによりブレーキ力を発生するブレーキシリンダと、液圧を発生する第2の液圧源と、作動時にこの第2の液圧源からの液圧を前記動力室に前記制御弁を介することなく導入する、電磁弁からなる液圧供給弁と、必要時に前記液圧供給弁を作動制御する電子制御装置とを備えているとともに、

前記圧力制御手段は、前記反力室が前記リザーバに接続する通路に設けられ、前記リザーバから前記反力室に向かう作動液の流れのみを許容する第1のチェックバルブと、前記反力室が前記ブレーキシリンダに接続する通路に設けられ、前記反力室から前記ブレーキシリンダに向かう作動液の流れのみを許容する第2のチェックバルブとからなることを特徴とするブレーキ液圧倍力システム。

【請求項5】 前記動力室の作動液を前記リザーバに排出する液圧排出通路が前記反力室に接続されていて、前記動力室の作動液が、前記反力室、前記第2のチェックバルブ、および前記ブレーキシリンダの作動液が前記リ

ザーバに排出される通路を介して前記リザーバに排出されることを特徴とする請求項4記載のブレーキ液圧倍力システム。

【請求項6】 前記パワーピストンの有効受圧面積と前記マスタシリンダピストンの有効受圧面積とが等しく設定されていることを特徴とする請求項4または5記載のブレーキ液圧倍力システム。

【請求項7】 前記電子制御装置は、前記入力軸を操作する操作部材の操作速度または操作部材の操作力に応じて前記液圧供給弁を制御することを特徴とする請求項4ないし6のいずれか1記載のブレーキ液圧倍力システム。

【請求項8】 アンチロックコントロールシステム、トラクションコントロールシステム、コーナリング姿勢コントロールシステムおよびオートクルーズコントロールシステムの少なくとも1つを備えており、前記第2の液圧源はこのコントロールシステムの液圧源と兼用されていることを特徴とする請求項4ないし7のいずれか1記載のブレーキ液圧倍力システム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、液圧により入力を所定の大きさに倍力して出力する液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いて小さな操作力で大きなブレーキ力を得ようになっているブレーキ液圧倍力システムの技術分野に属し、特に、作動方向と作動解除方向との間に大きなヒステリシスを有する液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置のヒステリシスによりブレーキアシストの機能を備えたブレーキ液圧倍力システムの技術分野に属するものである。

## 【0002】

【従来の技術】自動車のブレーキ液圧倍力システムは、液圧倍力装置によりブレーキペダルの小さな踏力で大きなブレーキ力を得るシステムである。このブレーキ液圧倍力システムにおいては、制動車輪のロック傾向時に、このロック傾向を解消するようにホイールシリンダ（以下、WCYともいう）のWCY圧を調整するアンチロック制御（Anti-Lock Control；以下、ABS制御ともいう）、駆動輪の空転傾向時に、この空転傾向を解消するように駆動輪にブレーキを自動的にかけて駆動輪の回転駆動力を調整するトラクションコントロール（Traction Control；以下、TRC制御ともいう）、車両旋回時に内輪にブレーキを自動的にかけて車両の姿勢を制御するコーナリング姿勢制御（Vehicle Stability Control；以下、VSC制御ともいう）および車両が定速走行を行うように車輪にブレーキを自動的にかけて速度を一定速度に制御するオートクルーズコントロール（Auto Cruise Control；以下、ACC制御ともいう）を行うことができるようにしたブレーキ液圧倍力システムが開発されている。

【0003】図10は、従来のこのようなブレーキ液圧倍力システムの一例を示す図である。図中、1はブレーキ液圧倍力システム、2はブレーキ液圧倍力装置、3はマスタシリンダ（以下、MCYともいう）、4,5,6,7は、2系統に分けられて配設され、それぞれブレーキ力を発生するWCY（なお、WCY4,5が駆動輪に対して設けられ、またWCY6,7が非駆動輪に対して設けられている）、8はABS制御、TRC制御、VSC制御およびACC制御を行う2系統のブレーキ圧制御装置、9はブレーキ液を貯えるリザーバ、10はブレーキペダルである。

【0004】ブレーキ液圧倍力装置2は従来公知のものであり、図11はその一例を示す図である。図中、11はハウジング、12はプラグ、13はパワーピストン、14は制御弁、15は弁座部材、16は筒状固定部材、17はナット、18はボール弁、19は弁体、20は筒状部材からなる弁作動部材、21はブレーキペダル10に連結される入力軸、21aは入力軸21の段部、22は筒状ストッパ部材、22aは筒状ストッパ部材22のストッパ、23は反力ピストン、23aは反力ピストン23の第1フランジ、23bは反力ピストン23の第2フランジ、23cは反力ピストン23の後端、24は反力ピストン23を付勢するスプリング、25は動力室、26は液圧が常時導入されている入力口、27はリザーバ9に常時連通している液圧排出通路、28は出力軸、29はリターンスプリング、30は反力室、31はポンプ（モータMで駆動；以下、後述する第2ポンプ62に対応させて第1ポンプともいう）、32は入力口26に常時連通し、所定の液圧を蓄えているアキュムレータである。

【0005】MCY3は従来周知の一般的なタンデム型マスタシリンダであり、図示しないが、ブレーキ液圧倍力装置2の出力軸28によって作動されるプライマリピストンと、プライマリピストンの前進によってMCY圧が発生する第1液圧室と、この第1液圧室のMCY圧によって作動されるセカンダリピストンと、セカンダリピストンの前進によってMCY圧が発生する第2液圧室とを備えている。そして、図10に示すように第1液圧室に接続されている第1通路33が、この第1通路33の第1および第2分岐通路33a,33bを介してそれぞれ一方の系統（すなわち駆動輪系統）の各WCY4,5に接続されている。同様に、第2液圧室に接続されている第2通路34、この第2通路34の第1および第2分岐通路34a,34bを介してそれぞれ他方の系統（すなわち非駆動輪系統）の各WCY6,7に接続されている。

【0006】ブレーキ圧制御装置8は、W/Cから排出されたブレーキ液をMCY3側に戻すようになっている従来公知のリターンポンプ式のものであり、図10において、35,36,37,38は常開の電磁開閉弁からな

る第1ないし第4保持弁、39,40,41,42は第1ないし第4保持弁35,36,37,38に並列に設けられた第1ないし第4チェックバルブ、43,44,45,46はW/C4,5,6,7のブレーキ液をリザーバ9に排出する第1ないし第4排出通路、47,48は第3および第4通路、49,50,51,52は第1ないし第4排出通路43,44,45,46にそれぞれ設けられた常閉の電磁開閉弁からなる第1ないし第4排出弁、53は第1および第2排出通路43,44および第3通路47との合流点と第1通路33とを接続しかつ第1ポンプ31が設けられている第5通路、54は第3および第4排出通路45,46および第4通路48との合流点と第2通路34とを接続する第6通路、55,56は第5通路53に第1ポンプ31を挟んで設けられた第5および第6チェックバルブ、57は第6チェックバルブ56と第1通路33との間の第5通路53に設けられた、常閉の電磁開閉弁からなるポンプ吐出液供給制御弁、58はブレーキ液圧倍力装置2の入力口26と第6チェックバルブ56およびポンプ吐出液供給制御弁57の間の第5通路53とを接続しかつアキュムレータ32が設けられている第7通路、59,60は第7通路58にアキュムレータ32を挟んで設けられた第7および第8チェックバルブ、61はアキュムレータ3を所定圧に制御するリリーフ弁、62は第6通路54に設けられた第2ポンプ、63,64は第6通路54に第2ポンプ62を挟んで設けられた第9および第10チェックバルブ、65,66は第1および第2通路33,34にそれぞれ設けられ、開位置とリリーフ位置とが設定された常開の電磁弁からなる第1および第2差圧弁である。

【0007】このブレーキ液圧倍力システム1においては、ブレーキ非作動時は、すべての構成要素は図10および図11に示す非作動状態に設定されている。この非作動状態では、制御弁14のボール弁18が弁座部材15に着座しているとともに、弁作動部材20の先端がボール弁18から離座している。したがって、動力室25が、アキュムレータ32に常時接続されている入力口26から遮断されているとともに、液圧排出通路27を介してリザーバ9に接続されているので、動力室25は液圧が導入されなく大気圧となっていて、パワーピストン13は作動しない。このため、MCY3も作動しなく、MCY圧は発生されない。

【0008】この非作動状態から、ブレーキペダル10の踏み込みで通常ブレーキ操作が行われると、入力軸21が前進するので、弁作動部材20も前進して、弁作動部材20の先端が制御弁14のボール弁18に当接するとともにこのボール弁18を押して、弁座部材15から離座する。すると、動力室25は入力口26に接続されるとともにリザーバ9から遮断され、動力室25に圧液が導入され、パワーピストン13が作動する。パワーピストン13の作動により、ブレーキ液圧倍力装置2は出



力軸28から出力し、この出力でMCY3が作動してMCY圧を発生する。動力室25の液圧が入力に応じた大きさにになると、ボール弁18が弁座部材15に着座し、動力室25は入力口26およびリザーバ9のいずれからも遮断されるので、ブレーキ液圧倍力装置2の出力は、入力を倍力した大きさとなる。

【0009】MCY3で発生された一方のMCY圧は、第1通路33、第1差圧弁65、第1および第2分岐通路33a、33b、第1および第2保持弁35、36を通過して駆動輪側のW/C4、5に導入される。また、他方のMCY圧は、第2通路34、第2差圧弁66、第1および第2分岐通路34a、34b、第3および第4保持弁37、38を通過して非駆動輪側のW/C6、7に導入される。

【0010】動力室25の液圧により、反力ピストン23がスプリング24に対抗して後方に押圧されるが、動力室25の液圧がまだ小さく、ブレーキシステムのロスストロークが解消しないで実質的にブレーキ力が発生しない初期段階では、スプリング24が収縮しなく、反力ピストン23の後端23cが入力軸21の段部21aに当接しないので、図12に示すように倍力比つまりサーボ比がきわめて大きいサーボ制御によるジャンピング作用が行われる。

【0011】動力室25の液圧が所定圧となって、スプリング24が収縮すると、反力ピストン23の後端23cが入力軸21の段部21aに当接し、ジャンピング作用が終了する。この段階では、W/C4、5、6、7のロスストロークが解消して、ブレーキ力が実質的に発生し、このときサーボ比が小さくなって通常ブレーキのサーボ比となり、これ以後ブレーキ液圧倍力装置2は、入力をこのサーボ比で倍力した出力を発生する、つまり図12において通常ブレーキのサーボ比のラインに沿った通常ブレーキ時のサーボ制御を行うようになる。

【0012】動力室25の液圧がアクチュレータ32の蓄圧で決まる最大圧となって、それ以上上昇しなくなると、ブレーキ液圧倍力装置2は全負荷となってサーボ制御を行わなく、それ以後はブレーキ液圧倍力装置2の出力は、図12において全負荷のラインに沿った入力の上昇分に基づく出力上昇分は倍力されない大きさとなる。

【0013】ブレーキペダル10を解放すると、入力軸21が後退するので、弁作動部材20も後退して、弁作動部材20の先端が制御弁14のボール弁18から離座する。これにより、動力室25はリザーバ9に接続され、動力室25に導入された圧液が液圧排出通路27を介してリザーバ9に排出され、パワーピストン13がリターンスプリング29により後退する。動力室25の液圧がアクチュレータ32の蓄圧で決まる最大圧になるまでは、図12に示すように出力は入力の低下とともに全負荷のラインに沿って低下する。更に、動力室25の液圧がこの最大圧より低下すると、出力は通常サーボ比の

ラインに沿って低下し、動力室25の液圧が更に低下して、この液圧により反力ピストン23を押す力がスプリング24のばね力より小さくなると、反力ピストン23が入力軸21に対して前方へ相対移動し、反力ピストン23の後端23cが入力軸21の段部21aから離れる。これにより、ブレーキ液圧倍力装置12の出力は通常のサーボ比のラインから、サーボ比の大きなジャンピング特性のラインに沿って低下するようになる。このブレーキ液圧倍力装置2の出力低下に対応してMCY圧が低下し、ブレーキ力が小さくなる。

【0014】入力軸21に固定された筒状ストッパ部材22がプラグ12のストッパ12aに当接すると、入力軸21はそれ以上後退しなく、後退限となって、図示の非作動状態に戻る。動力室25の液圧が完全に排出されると、パワーピストン13も図示の非作動状態に戻り、ブレーキ液圧倍力装置2は出力しなく、MCY3も非作動状態となる。こうして、ブレーキが解除される。

【0015】この従来のブレーキ液圧倍力装置2においては、図12に示すようにその入出力特性は、入力の上昇側と降下側とで同じ経路をたどり、実質的にヒステリシスのない特性となる。

【0016】また、ブレーキ圧制御装置8は、制動車輪のロック傾向解消のために、ブレーキ圧の減圧、保持、増圧によるABS制御を行う。すなわち、図示しない車輪速センサからの各車輪の車輪速信号に基づいて、同じく図示しない電子制御装置は、制動時に少なくとも1つの車輪のロック傾向を検出すると、第1ないし第4保持弁35、36、37、38を閉じる。これにより、各W/C4、5、6、7のW/C圧、すなわちブレーキ圧が保持され、ブレーキ圧の上昇が停止する。このブレーキ圧の保持によっても、車輪のロック傾向が解消しないときは、電子制御装置は、第1ないし第4排出弁49、50、51、52のうち、ロック傾向にある車輪に対応する排出弁を開く。すると、車輪に対応するW/Cがリザーバ9に接続され、W/C内の圧液がリザーバ9に排出され、このW/Cのブレーキ圧が減圧される。このブレーキ圧の減圧により、ロック傾向にある車輪の車輪速度が所定速度まで回復してくると、電子制御装置はモータMを駆動して第1および第2ポンプ31、62を運転すると同時に、開いている排出弁を閉じ、かつ各保持弁35、36、37、38を開き、更にポンプ吐出液供給制御弁57を開く。これにより、第1および第2ポンプ31、62がリザーバ9からブレーキ液をMCY3側に供給するとともに、MCY圧によるブレーキ圧の増圧が行われる。このブレーキ圧の増圧により、車輪が再びロック傾向になると、前述のブレーキ圧の保持、減圧および増圧が繰り返され、ロック傾向が完全に解消するまで、ABS制御が行われる。

【0017】更に、ブレーキ圧制御装置8は、駆動輪の空転傾向解消のために、駆動輪へのブレーキ作動による



TRC制御を行う。すなわち、駆動輪に対する車輪速センサからの駆動輪の車輪速信号に基づいて、電子制御装置は、発進時や加速時に少なくとも1つの駆動輪の空転傾向を検出すると、モータMを駆動して第1ポンプ31を運転すると同時にポンプ吐出液供給制御弁57を開き、かつ第1差圧弁65をリリーフ位置に切り換え、更に第1および第2保持弁35,36のうち、空転傾向にない駆動輪に対応する保持弁を閉じる。すると、第1ポンプ31がリザーバ9からブレーキ液を空転傾向にある駆動輪に対応するW/Cに供給するので、この駆動輪にブレーキがかけられる。

【0018】このとき、電子制御装置は、空転傾向にある駆動輪に対応する保持弁および排出弁の開閉を制御して、ポンプからの吐出液をW/Cに送給し、またW/Cからブレーキ液圧リザーバに排出することにより、ブレーキ圧を空転傾向に応じて調整する。これにより、この駆動輪の回転駆動力が弱められて、空転傾向が抑制される。なお、ポンプ吐出圧が所定以上に高くなると、差圧弁65のリリーフ作用によりポンプ吐出圧の一部がこの差圧弁65、非作動状態のMCY3の第1液圧室83およびブレーキ液補償口87を介してリザーバ9に排出され、ポンプ吐出圧は所定圧に制御される。また、差圧弁65のリリーフ位置では、第1液圧室83からW/C4,5側へのブレーキ液の流れは阻止される。

【0019】このように空転傾向にある駆動輪にブレーキをかけることにより、駆動輪の回転駆動力が調整されて空転傾向が完全に解消するまで、TRC制御が行われる。なお、TRC制御時にモータMが駆動されることにより、非駆動輪側の第2ポンプ62も運転されるが、ポンプ吐出液は開位置にある第2差圧弁66をおよびMCY3を介してリザーバ9に送られるので、非駆動輪のブレーキが作動することはない。

【0020】更に、ブレーキ圧制御装置8は、車両の旋回時の姿勢制御のために、内輪へのブレーキ作動によるVSC制御を行う。すなわち、車両旋回時の内外輪の各車輪速センサからの車輪速信号、あるいはハンドルの操舵を検出する図示しない舵角センサからの舵角信号に基づいて、電子制御装置は、車両の旋回を検出すると、モータMを駆動して第1および第2ポンプ31,62を運転すると同時にポンプ吐出液供給制御弁57を開き、かつ第1および第2差圧弁65,66をそれぞれリリーフ位置に切り換え、更に外輪側に対応する保持弁を閉じる。すると、第1および第2ポンプ31,62がリザーバ9からブレーキ液を内輪側に対応するW/Cに供給するので、内輪側のブレーキが作動する。このとき、電子制御装置は、内輪側に対応する保持弁および排出弁の開閉を制御して、ポンプからの吐出液をW/Cに送給し、またW/Cからブレーキ液圧リザーバに排出することにより、ブレーキ圧を、旋回時の走行速度および舵角に応じて調整する。これにより、この内輪の速度が低下し、

コーナリングでの車両姿勢が制御される。このように車両旋回時に内輪側の車輪にブレーキをかけることにより、内輪側の車輪速度が調整されて空転傾向が完全に解消するまで、VSC制御が行われる。

【0021】更に、ブレーキ圧制御装置8は、車両の定速走行を行うために、各車輪へのブレーキ作動によるACC制御を行う。すなわち、車両の定速走行が設定されると、電子制御装置は、各車輪速センサからの車輪速信号に基づいて車速が定速走行で設定された設定速度以上になったことを検出すると、モータMを駆動して第1ポンプ31を運転すると同時にポンプ吐出液供給制御弁57を開き、かつ第1差圧弁65をリリーフ位置に切り換える。すると、第1ポンプ31がリザーバ9からブレーキ液を駆動輪に対応するW/Cに供給するので、駆動輪のブレーキが作動する。このとき、電子制御装置は、駆動輪に対応する保持弁および排出弁の開閉を制御して、ポンプからの吐出液をW/Cに送給し、またW/Cからブレーキ液圧リザーバに排出することにより、ブレーキ圧を、車速と設定速度との差に応じて調整する。これにより、この車速は低下して設定速度に制御される。このように定速走行時に、車速が設定速度を超えたとき駆動輪にブレーキをかけることにより、車速が設定速度になるように、ACC制御が行われる。なお、第1および第2差圧弁65,66に代えて、常開の電磁開閉弁を用いたものもある。

【0022】

【発明が解決しようとする課題】ところで、ブレーキシステムにおいては、急ブレーキ時は、通常ブレーキ時よりはなるべく早く大きなブレーキ力を発生させることができるようにすることが望ましい。また、急ブレーキ時に大きなブレーキ力を発生させる必要があるが、初心者等の自動車の運転に慣れていないドライバのなかには、ブレーキペダルを大きく踏み込むことができなく、大きなブレーキ力を発生させることができない場合があり、このような場合には、運転に慣れていない初心者等のドライバであっても、確実に大きなブレーキ力を発生させるためにブレーキアシストをできるようにすることが望ましい。その場合、ブレーキアシストのための専用の部品を必要とすることなく、従来の部品をできるだけ利用して簡単な構成でブレーキアシストを可能にすることがよい。

【0023】しかしながら、前述のブレーキ液圧倍力システム1におけるブレーキ液圧倍力装置2では、図12に示すように実質的にブレーキ作動が行われるサーボ制御でのサーボ比が一定であるため、急ブレーキ時に通常ブレーキ時より早く大きなブレーキ力を発生させることはできないばかりでなく、運転に慣れていない人に対して、確実に大きなブレーキ力を発生させるようにアシストすることはできなく、前述のような要望に確実に応えることが難しい。

【0024】本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、簡単な構成で安価な、ヒステリシスを有する液圧倍力装置を提供することである。また、簡単な構成で安価にブレーキアシストを行うことのできるブレーキ液圧倍力システムを提供することである。

【0025】

【課題を解決するための手段】前述の課題を解決するために、請求項1の発明の液圧倍力装置は、液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液を前記動力室に導入する制御弁と、作動時前進しかつ作動解除時に後退して前記制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸と、外径が前記入力軸の制御弁側と反対側の部分の径より大きく設定されて筒状に形成されているとともに前記入力軸の小径部に摺動可能に嵌合され、その前端が前記動力室に面しかつその後端が前記入力軸の段部に当接可能な反力ピストンとを備え、前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に、前記入力軸の前進時と前記入力軸の後退時とで異なる圧力を導入する圧力制御手段が設けられていることを特徴としている。

【0026】また、請求項2の発明は、前記入力軸の前進時に前記反力室に導入される圧力は大気圧であり、前記入力軸の後退時に前記反力室に導入される圧力は前記パワーピストンの出力に応じた圧力であることを特徴としている。更に、請求項3の発明は、前記入力軸の段部あるいは前記反力ピストンの後端に、緩衝部材が設けられていることを特徴としている。

【0027】更に、請求項4の発明のブレーキ液圧倍力システムは、請求項2または3記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によってマスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダピストンを有するマスタシリンダと、前記マスタシリンダ圧が導入されることによりブレーキ力を発生するブレーキシリンダと、液圧を発生する第2の液圧源と、作動時にこの第2の液圧源からの液圧を前記動力室に前記制御弁を介することなく導入する、電磁弁からなる液圧供給弁と、必要時に前記液圧供給弁を作動制御する電子制御装置とを備えているとともに、前記圧力制御手段が、前記反力室が前記リザーバに接続する通路に設けられ、前記リザーバから前記反力室に向かう作動液の流れのみを許容する第1のチェックバルブと、前記反力室が前記ブレーキシリンダに接続する通路に設けられ、前記反力室から前記ブレーキシリンダに向かう作動液の流れのみを許容する第2のチェックバルブ

とからなることを特徴としている。

【0028】更に、請求項5の発明は、前記動力室の作動液を前記リザーバに排出する液圧排出通路が前記反力室に接続されていて、前記動力室の作動液が、前記反力室、前記第2のチェックバルブ、および前記ブレーキシリンダの作動液が前記リザーバに排出される通路を介して前記リザーバに排出されることを特徴としている。

【0029】更に、請求項6の発明は、前記パワーピストンの有効受圧面積と前記マスタシリンダピストンの有効受圧面積とが等しく設定されていることを特徴としている。更に、請求項7の発明は、前記電子制御装置が、前記入力軸を操作する操作部材の操作速度または操作部材の操作力に応じて前記液圧供給弁を制御することを特徴としている。

【0030】更に、請求項8の発明は、アンチロックコントロールシステム、トラクションコントロールシステム、コーナリング姿勢コントロールシステムおよびオートクルーズコントロールシステムの少なくとも1つを備えており、前記第2の液圧源がこのコントロールシステムの液圧源と兼用されていることを特徴としている。

【0031】

【作用】このような構成をした請求項1ないし3の発明においては、圧力制御手段により、入力軸の前進時と後退時とで異なる圧力が反力室に導入される。そして、この反力室の圧力が、入力軸の段部に当接した反力ピストンの後端に作用することにより、液圧倍力装置の入出力特性が作動方向と作動解除方向とで異なるヒステリシスをメカニカルに有するようになる。

【0032】特に、請求項2の発明では、液圧倍力装置のサーボ比が作動方向で小さく作動解除方向で大きくなるヒステリシスを有する入出力特性となるとともに、ヒステリシスが液圧倍力装置の出力に応じたものとなる。更に、請求項3の発明では、反力ピストンが入力軸の段部に当接したときの当接音が抑制されるようになる。

【0033】更に、請求項4ないし8の発明においては、液圧倍力装置のヒステリシス特性および第2の液圧源の液圧により、ブレーキアシスト必要時にブレーキ力を大きくすることが可能となるとともに、同じ入力に対するブレーキ力の大きさを、液圧倍力装置の入出力特性のヒステリシスの範囲内で種々制御できるようになる。

【0034】特に、請求項6の発明では、パワーピストンおよびマスタシリンダピストンの両有効受圧面積が互いに等しく設定されているので、ブレーキシリンダの液圧および動力室の液圧がバランスしながら同圧で上昇するようになる。

【0035】また、請求項7の発明では、操作部材の操作速度や操作力に応じてブレーキ力を増大することが可能となる。したがって、急ブレーキ時等のブレーキアシストを必要とする場合には、ブレーキアシストが確実に行われるようになる。



## 11

【0036】更に、請求項8の発明では、ブレーキアシスト時に動力室に導入する液圧のための第2の液圧源として、従来から既に搭載されている、ABS制御、TRC制御、VSC制御およびACC制御を行うためのポンプ31が兼用されることから、ブレーキ液圧倍力システムは、ブレーキアシスト機能を、部品点数を増大させることなく、より一層安価に有するようになる

## 【0037】

【発明の実施の形態】以下、図面を用いて本発明の実施の形態について説明する。図1は本発明に係るブレーキ液圧倍力システムの実施の形態の第1例を示す図、図2はこの第1例のブレーキ液圧倍力システムにおけるブレーキ液圧倍力装置を示す断面図、図3は図2に示すブレーキ液圧倍力装置を部分的に拡大して示す部分拡大断面図である。なお、前述の図10および図11に示す従来例と同じ構成要素には同じ符号を付すことにより、その詳細な説明は省略する。

【0038】この第1例のブレーキ液圧倍力システム1に用いられているブレーキ液圧倍力装置2は、図2および図3に示すようにMCY3が一体に設けられているとともに、このMCY3のハウジングがブレーキ液圧倍力装置2のハウジング11と共通にされている。

【0039】ハウジング11には、軸方向に比較的長い段付孔67がハウジング11の後端（図2において右端）に開口して穿設されており、この段付孔67の小径部67aが一定の断面積でブレーキ液圧倍力装置1からMCY2まで延びている。段付孔67の小径部67aに、パワーピストン13が液密にかつ摺動可能に配設されている。またハウジング11には、通路孔68を介して動力室25に連通する圧力導入口69が設けられている。図1に示すように、圧力導入口69は通路70を介して第1分岐通路33aに接続されており、この通路70には、常閉の電磁弁開閉弁71およびこの電磁弁開閉弁71より圧力導入口69側に第11チェックバルブ72がそれぞれ設けられている。この電磁弁開閉弁71により、本発明の液圧供給弁が構成されている。

【0040】更に、液圧排出通路27には、リザーバ9からブレーキ液圧倍力装置2に向かうブレーキ液の流れのみを許容する第12チェックバルブ73が配設されている。この第12チェックバルブ73より動力室25側の液圧排出通路27は、第5分岐通路74を介して第1分岐通路33aに接続されており、この第5分岐通路74には、液圧排出通路27から第1分岐通路33aに向かうブレーキ液の流れのみを許容する第13チェックバルブ75が配設されている。これらの第12および第13チェックバルブ73、75により、本発明の圧力制御手段が構成されている

ブレーキ液圧倍力装置2の出力軸28は、MCY3のプライマリピストン76に当接して、パワーピストン13の作動時にこのプライマリピストン76を押圧するよう

## 12

になっている。なお、第1例のブレーキ液圧倍力装置2では、図11に示す従来例におけるパワーピストン13のリターンスプリング29が省略されている。

【0041】更に、弁作動部材20と筒状ストッパ部材22とが一体に形成されている。すなわち、ストッパ部22aが弁作動部材20に形成されている。この第1例のブレーキ液圧倍力装置2の他の構成は、図11の従来例と同じである。

【0042】一方、MCY3は、パワーピストン13の有効受圧面積と同じ有効受圧面積にそれぞれ設定されたプライマリピストン76とセカンダリピストン77とを備える、従来の一般的なタンデムMCYとほぼ同じ構成を有している。これらのピストン76、77は、ともに段付孔67の小径部67a内に液密にかつ摺動可能に設けられている。また両ピストン76、77は、それらの最大の間隔が間隔規制手段78によって規制されている。そして、両ピストン76、77は、それらの間に縮設されたスプリング79によって互いに離隔する方向に付勢されており、非作動時は図示の最大間隔に設定されている。

【0043】プライマリピストン76の前端には、カップシール80が設けられているとともに、セカンダリピストン77の後端および前端には、それぞれカップシール81、82が設けられている。そして、2つのカップシール80、81の間の小径部4aに、第1液圧室83が画成されているとともに、カップシール82の前方の小径部4aに、第2液圧室84が画成されている。第1液圧室83は第1通路33つまり駆動輪側のW/C4、5に接続されているとともに、第2液圧室84は第2通路34つまり非駆動輪側のW/C6、7に接続されている。

【0044】MCY3側のハウジング11には、ブレーキ液供給口85、86とブレーキ液補償口87、88とがそれぞれ設けられており、これらブレーキ液供給口85、86およびブレーキ液補償口87、88は常時リザーバ9に連通している。そして、プライマリピストン76の非作動位置では、カップシール80がブレーキ液供給口85とブレーキ液補償口87との間に位置するようにされているとともに、セカンダリピストン77の非作動位置では、カップシール82がブレーキ液供給口86とブレーキ液補償口88との間に位置するようにされている。したがって、非作動時には、液はそれぞれ第1液圧室83とブレーキ液補償口87との間および第2液圧室84とブレーキ液補償口88との間で両方向に自由に流れるようになっている。

【0045】また作動時は、両ピストン76、77がともに前進し、カップシール80、82がブレーキ液補償口87、88をそれぞれ通り過ぎると、第1および第2液圧室83、84からリザーバ9に向かう液の流れはそれぞれ阻止され、更に、両ピストン76、77が作動状



13

態から後退するときは、リザーバ9のブレーキ液が各ブレーキ液供給口85,86および各ピストン76,77に穿設された軸方向孔89,90を通して、それぞれ第1および第2液圧室83,84に補給されるようになって

いる。  
【0046】第2液圧室84内には、セカンダリピストン77を常時非作動位置方向に付勢するリターンスプリング91が設けられている。この第1例のブレーキ液圧倍力システム1の他の構成は、図10および図11に示す従来例と同じである。

【0047】次に、このように構成された第1例のブレーキ液圧倍力システム1の作用について説明する。ブレーキ非作動時は、ブレーキ液圧倍力システム1の各構成要素は、図1ないし図3に示す状態となっている。

【0048】ブレーキペダル10の踏込によって通常ブレーキ操作が行われると、前述の従来例と同様に動力室25に圧液が導入され、パワーピストン13はペダル踏力を倍力して出力し、この出力が出力軸28を介してMCY3のプライマリピストン76に伝えられ、プライマリピストン76が前進する。プライマリピストン76の前進でカップシール80がブレーキ液補償口87を通過すると、第1液圧室83内にMCY圧が発生するとともに、このMCY圧によりセカンダリピストン77が前進する。セカンダリピストン77の前進でカップシール82がブレーキ液補償口88を通過すると、第2液圧室83内にMCY圧が発生する。これら第1および第2液圧室83,84内のMCY圧が、それぞれW/C4,5,6,7に導入され、通常ブレーキが作動する。このとき、各ピストン13,76,77の有効受圧面積が等しいので、各室25,83,84の液圧は等しくなる。

【0049】このブレーキ液圧倍力装置2の入出力特性は、図4に示すように作動方向では前述の従来例の場合とまったく同様であり、ブレーキ作動初期にジャンピング制御が行われ、その後で通常のサーボ比によるサーボ制御が行われ、次に全負荷制御が行われる。

【0050】ブレーキペダル10の踏力を低下してブレーキ作動解除操作が行われると、前述の従来例と同様に入力軸21が後退して、制御弁14が切り換わり、動力室25の圧液が液圧排出通路27を通過して排出されようとする。しかし、圧液は第12チェックバルブ73によりその流れが阻止されるので、直接リザーバ9には排出されない。一方、この時点では動力室25の液圧が反力ピストン23の後端23cを入力軸21の段部21aに当接させた状態に保持する圧力となっているので、入力軸21の後退にともなって反力ピストン23も一緒に後退する。このため、反力室30の体積が減少し、第12チェックバルブ73よりブレーキ液圧倍力装置2側の、反力室30を含む液圧排出通路27内の液圧が上昇する。すると、第13チェックバルブ75が開き、動力室25の圧液は通路74を通過して第1分岐通路33aに、

14

つまりW/C4,5側に排出されるようになる。したがって、反力室30の圧力はW/C圧と同圧の状態が減圧するようになる。

【0051】一方、反力室30の圧力が、反力ピストン23の後端23cに、反力ピストン23に作用する動力室25の液圧と対向する（入力軸21の入力と同方向に）ように作用するので、ブレーキ液圧倍力装置2は、反力ピストン23の後端23cが入力軸21の段部21aに当接しない状態になり、サーボ比がジャンピング特性時のサーボ比と実質的に同じとなる。

【0052】いま、ブレーキ液圧倍力装置2の全負荷状態からブレーキ解除操作が行われたとすると、このブレーキ液圧倍力装置2の入出力特性は、作動解除方向では、図4に示すように出力は入力の下下とともに全負荷ラインに沿って降下し、その後出力が作動方向における通常のサーボ比のラインの位置になっても、ブレーキ液圧倍力装置2の全負荷状態が続いているので、出力は通常のサーボ比のラインに沿って降下しないで、全負荷ラインに沿って降下する。

【0053】出力が、ジャンピング特性のサーボ比のラインの位置になると、これ以後、出力はジャンピング特性のサーボ比のラインに沿って降下するようになる。出力が低下して、反力ピストン23を付勢するスプリング24の付勢力が反力ピストン23に作用する動力室の液圧による押圧力より大きくなると、反力ピストン23は入力軸21に対して前進し、反力ピストン23の後端23cが入力軸21の段部21aから離れて、非作動状態に戻る。このように、このブレーキ液圧倍力装置2は、作動方向と作動解除方向とで、入出力特性の経路が異なり、大きなヒステリシスを有するようになる。

【0054】ところで、この第1例のブレーキ液圧倍力装置2は、このようにヒステリシスを有することから、同じ入力に対する出力が、その入力に対するヒステリシスの範囲内（図4で矢印で示す範囲）で種々の出力値を取ることができるようになる。すなわち、反力室30の圧力を適宜調整することにより、1つの入力に対して出力をヒステリシスの範囲内で種々制御することが可能となる。

【0055】そこで、この第1例のブレーキ液圧倍力システム1では、このブレーキ2羽2のヒステリシスを利用して、ブレーキアシスト制御を行うことができるようにしている。このブレーキアシスト制御の作用について説明する。

【0056】ブレーキペダル10の踏込でブレーキ操作が行われたとき、ペダルストローク（図示しないストロークセンサで検出される）の上昇速度等のペダル踏込状況に基づいて、電子制御装置はブレーキアシスト制御が必要であると判断すると、モータMを駆動して第1ポンプ31を運転すると同時にポンプ吐出液供給制御弁57を開き、かつ第1差圧弁65をリリース位置に切り換

え、更に電磁弁開閉弁71を開く。すると、第1ポンプ31の吐出圧が、ポンプ吐出液供給制御弁57、電磁弁開閉弁71、第11チェックバルブ72、圧力導入口69および通路孔68を通して、動力室25に導入され、動力室25の液圧が上昇する。このとき、ブレーキ液圧倍力装置2のヒステリシスにより、同じペダル踏力でも動力室25の液圧がヒステリシスの範囲内で上昇するようになる。

【0057】ポンプ吐出圧は、また駆動輪（前輪）側のW/C4,5にも導入されるので、W/C4,5のW/C圧が上昇するが、このときポンプ吐出圧と動力室25の液圧が等しくなるので、W/C圧は動力室25の液圧と同圧で上昇することになる。更に、動力室25の液圧が上昇することにより、パワーピストン12の出力も上昇するようになるので、セカンダリピストン77の発生するMCY圧も上昇する。このMCY圧が非駆動輪（後輪）側のW/C6,7に導入されるので、W/C6,7のW/C圧も上昇する。このとき、各ピストン13,76,77の有効受圧面積が等しくなっているため、各W/C圧および動力室25の液圧はバランスしながら同圧で上昇するようになる。

【0058】また、このブレーキアシスト制御時に、前輪側のW/C4,5のW/C圧上昇によりW/C4,5のストロークが増加するが、このときには前輪側の差圧弁65がリリーフ位置に設定されて、第1液圧室83からW/C4,5の方へのブレーキ液の流れが阻止されるので、W/C4,5のストローク増加分は、ペダルストロークに影響しない。このように、ブレーキアシスト制御時に、前輪側はペダルストロークに影響しないので、その分、ブレーキアシスト制御時におけるペダルストローク増加を防止できる。

【0059】なお、W/C4,5のストローク増加分は、動力室25の圧液がW/C4,5に供給されることにより、吸収される。一方、ブレーキアシスト制御時に、後輪側のW/C6,7のW/C圧上昇によりW/C6,7のストロークが増加するが、このときには後輪側の差圧弁66が連通位置に設定され、セカンダリピストン77が前進して、第2液圧室84のブレーキ液がW/C6,7へ供給されるので、W/C6,7のストローク増加分はペダルストロークに影響するようになる。

【0060】この第1例によれば、ブレーキ液圧倍力装置2は、その入出力特性がブレーキ作動方向とブレーキ作動解除方向との間でヒステリシスを有するものとなる。その場合、従来のブレーキ液圧倍力装置をほとんど変更することなく、かつ高価な電磁弁を用いることなく、安価な第12および第13チェックバルブ73,75を用いているだけであるので、ヒステリシスを有するブレーキ液圧倍力装置2を安価にかつ簡単に形成することができる。

【0061】また、ブレーキ液圧倍力システム1によれ

ば、このブレーキ液圧倍力装置2のヒステリシスを利用するとともに、電子制御装置が電磁弁開閉弁71をブレーキペダル10の踏込速度あるいは踏力に応じて制御することにより、簡単かつ確実にブレーキアシストを行うことができるようになる。

【0062】しかも、ブレーキアシスト時に動力室25に導入する液圧のための第2の液圧源として、従来から既に搭載されている、ABS制御、TRC制御、VSC制御およびACC制御を行うためのポンプ31を兼用しているため、ブレーキアシスト機能をブレーキ液圧倍力システム1に、部品点数を増大させることなく、より一層安価に持たせることができるようになる。もちろん、この効果は得られないが、第2の液圧源として、他の液圧源を設けることができることは言うまでもない。

【0063】図5は、本発明の実施の形態の第2例を示す図である。なお、以下の例の説明において、その例より前の例と同じ構成要素には同じ符号を付して、それらの詳細な説明は省略する。

【0064】前述の第1例では、MCY3のカップシール80,81,82が、それぞれピストン76,77に設けられている従来一般的なコンベ型のブレーキ液圧倍力装置2が用いられているとともに、パワーピストン13とプライマリピストン76とが一体に形成されているが、この第2例のブレーキ液圧倍力システム1では、図5に示すようにMCY3のカップシール80,81,82がハウジング11側に設けられているアランジャ型のブレーキ液圧倍力装置2が用いられているとともに、パワーピストン13とプライマリピストン76とが一体に形成されている。

【0065】パワーピストン13の前端部には、プライマリピストン76が設けられており、このプライマリピストン76の前端部には、第1液圧室83をリザーバ9にハウジング11の通路孔92を介してリザーバ9に接続する径方向孔93が穿設されている。この径方向孔93は、プライマリピストン76の図示の非作動位置ではカップシール80より若干後方に位置して、第1液圧室83をリザーバ9に連通させるが、プライマリピストン76が前進してカップシール80より前方に位置したときは、第1液圧室83とリザーバ9とを連通させないようになっている。

【0066】一方、MCY3のセカンダリピストン77は、第2液圧室84側に開口する軸方向孔94を有した有底の筒状に形成されているとともに、その前端部には、第2液圧室84をリザーバ9にハウジング11の通路孔95を介して接続する、径方向孔93と同様の径方向孔96が穿設されている。この径方向孔96は、セカンダリピストン77の図示の非作動位置ではカップシール81より若干後方に位置して、第2液圧室84とリザーバ9とを連通させるが、第2液圧室84が前進してカップシール81より前方に位置したときは、第2液圧室



84とリザーバ9とを連通させないようにしている。  
【0067】また、ハウジング11の段付孔67がその両端がともに開口する貫通孔に形成しているとともに、この段付孔67のMCY3側の端（図において左端）がプラグ97によって液密に閉塞されている。このように、段付孔67が貫通孔にされることにより、段付孔67の両端側から各部品が挿入可能となっている。

【0068】更に、図6に拡大して示すように、段付孔67の小径部67aが若干径の異なる段付孔に形成されており、小径部67aのMCY3側部分67a<sub>2</sub>の内径がパワーピストン13側部分67a<sub>1</sub>の内径より若干大径に形成されている。これに合わせて、プライマリピストン76の受圧部の外径もパワーピストン13の受圧部の外径より若干大径に形成されている。

【0069】これは次の理由のためである。すなわち、動力室25の液圧とMCY3の第1および第2液圧室83,84の液圧とをともに同じにすると、ブレーキアシスト時のブレーキ力を所望の大きさに制御し易くなることから、パワーピストン13の有効受圧面積とMCY3の両ピストン76,77の有効受圧面積とを同じに設定する必要がある。このため、パワーピストン13の外径とMCY3の両ピストン76,77の外径とを同じに設定すればよいが、このように設定しても、パワーピストン13の受圧面積を規定するOリング97がパワーピストン13に設けられるのに対して、カップシール80,81,82がハウジング11側に設けられることから、パワーピストン13の有効受圧面積と両ピストン76,77の有効受圧面積とは若干異なってしまう。そこで、このように小径部67を段付孔に形成することにより、各ピストン3,76,77の各有効受圧面積をすべて実質的に等しく設定している。

【0070】更に、段付孔67の小径部67aが段付孔に形成されることから、小径部67aに段差67bが生じるが、この段差67bが生じて両ピストン13,76のストロークを確保するために、両ピストン13,76の摺動部分の小径部67aの長さが長くされ、かつ両ピストン13,76間に所定の距離が設定されている。

【0071】更に、制御弁14の円錐弁18'と弁体19とが単一部材で一体に形成されているとともに、液圧排出通路27が円錐弁18'と弁体19とに穿設された通路孔27a、弁体19を摺動可能に支持するカラー98に形成された径方向孔27bおよび環状溝27c、パワーピストン13に穿設された径方向孔27d、パワーピストン13の外周に形成された軸方向溝27e、および通路孔92から形成されている。

【0072】液圧排出通路27が円錐弁18'および弁体19側に設けられることから、反力室30は第5分岐通路74と直接接続されている。第5分岐通路74の、第13チェックバルブ75より反力室30側部分が第6分岐通路99を介してリザーバに接続されている。この

第6分岐通路99には、第12チェックバルブ73が設けられている。

【0073】更に、入力軸21がブレーキペダル10接続側部分21bとこの接続側部分21bに螺合連結された制御弁14側部分21cとの2分割で構成されている。これは、次の理由からである。すなわち、ブレーキ液圧倍力装置2のサーボ比をできるだけ高サーボ比にするために、動力室25の液圧を受ける入力軸21の受圧面積を小さくすることが必要である。そのためには、入力軸21の外径できるだけ小さくする要求されるが、入力軸21には、ブレーキペダル10に連結される連結部100とのかしめ連結部21b<sub>1</sub>があるため、入力軸21を小径にすることが制限されてしまう。そこで、入力軸21を2分割構成にし、ブレーキペダル10接続側部分21bの外径を比較的大きくしてかしめ部21b<sub>1</sub>を確保しながら、制御弁14側部分21cの外径を小さくしてサーボ比を高サーボ比に設定することが簡単にできるようにしている。しかも、外径が異なる制御弁14側部分21cを種々用意し、適宜選択することにより、サーボ比設定の自由度を大きく確保することができるようにしている。

【0074】入力軸21の制御弁14側部分21cはプラグ12を液密にかつ摺動可能に貫通している。制御弁14側部分21cとプラグ12との液密は、2つのカップシール101,102からなるダブルシール構造で行われており、これにより、反力室30から入力軸21を介する外部液漏れが確実に防止されている。

【0075】更に、入力軸21の制御弁14側部分21cと弁作動部材20とが互いに螺合連結されており、これらの間に前述の入力軸21の段部21aと同じ段部21aが形成されている。しかも、この段部21aには環状ゴムディスク等からなる緩衝部材103が配設されている。この緩衝部材103は、制御弁14側部分21cと弁作動部材20との間に挟持されており、反力ピストン23が段部21aの当接する際の当接音を低減するようになっている。この第2例のブレーキ液圧倍力システム1の他の構成は、前述の第1例と同じである。

【0076】このように構成された第2例のブレーキ液圧倍力システム1においては、ブレーキペダル10の踏込によりブレーキ操作が行われると、前述と同様に入力軸21が前進する。このとき、反力室30の容積が増大し、反力室30の圧力が負圧に低下しようとするが、リザーバ9からブレーキ液が第6分岐通路99および第12チェックバルブ73を通して反力室30に導入されるので、反力室30の圧力低下が補償され、入力軸21はスムーズに前進する。

【0077】ブレーキ作動解除のため、ブレーキペダル10の踏込を解放すると、入力軸21が後退しようとする。この時点では、動力室25の液圧が反力ピストン23の後端23cを入力軸21の段部21aに当接させた

10

20

30

40

50



状態に保持する圧力となっているので、入力軸21の後退にともなって反力ピストン23も一緒に後退しようとする。このため、反力室30の圧力が上昇する。この圧力が、W/C4,5のW/C圧より高くなると、第13チェックバルブ75が開き、反力室30の液は通路74を通過して第1分岐通路33aに、つまりW/C4,5側に排出されるようになる。したがって、反力室30の圧力はW/C圧と同圧の状態が減圧するようになる。

【0078】この反力室30の減圧により、入力軸21および反力ピストン23と一緒に後退し、弁作動部材20が円錐弁18'から離れる。すると、動力室25の圧液は、円錐弁18'と弁作動部材20との隙間、通路孔27a、径方向孔27b、環状溝27c、径方向孔27d、軸方向溝27eおよび通路孔92を通過してリザーバ9に排出される。これにより、動力室25の圧力が減圧し、パワーピストン13が後退する。

【0079】このとき、反力室30の圧力は、反力ピストン23の後端23cに、反力ピストン23に作用する動力室25の液圧と対向する（入力軸21の入力と同方向に）ように作用するので、ブレーキ液圧倍力装置2は、反力ピストン23の後端23cが入力軸21の段部21aに当接しない状態とほぼ同じになり、サーボ比がジャンピング特性時のサーボ比とほぼ同じになる。

【0080】この第2例のブレーキ液圧倍力システム1においても、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は図4に示す入出力特性とほぼ同様であり、大きなヒステリシスを有するようになる。第2例のブレーキ液圧倍力システム1の他の作用効果は、第1例と同じである。

【0081】図7は、本発明の実施の形態の第3例を示す図である。図7に示すように、この第3例のブレーキ液圧倍力システム1は、前述の図5及び図6に示す第2例と同様のアランジャ型のMCY3が一体にされたブレーキ液圧倍力装置2を備えている。第3例のMCY3は、第2例のタンデム型MCYと異なりシングル型のMCYとされている。そして、この第3例では、ブレーキ液圧倍力装置2の動力室25に連通する通路孔68が一方の系統の第1通路33に接続されている。すなわち、動力室25が一方の系統のWCY4,5に直接接続されている。

【0082】一方、MCY3の第1液圧室（以下、この例では単に液圧室という）83が他方の系統の第2通路33に接続されている。すなわち、MCY3の液圧室83は他方の系統のWCY6,7に直接接続されている。

【0083】このように、この例のブレーキ液圧倍力システム1は、一方の系統が動力室25の液圧が導入されるフルパワーブレーキであり、他方の系統がMCY3の液圧が導入されるMCY圧ブレーキとなっている。

【0084】また、排出通路27が、第1例の場合とまったく同様に、弁作動部材20および入力軸21側に設けられているとともに、排出通路27に第12チェック

バルブ73が配設され、排出通路27からの第5分岐通路74に第13チェックバルブ74が配設されている。

【0085】更に、入力軸21が第1例と同様に非分割構成とされているとともに、プラグ12と入力軸21の摺動部のシールはシングルとされている。この第3例のブレーキ液圧倍力システム1の他の構成は、第2例と同じである。

【0086】このように構成された第3例のブレーキ液圧倍力システム1においては、Oリング97によるパワーピストン13の受圧面積とカップシール80によるMCYピストン76の受圧面積とが等しく設定されているので、すべてのWCY4,5,6,7のWCY圧が等しくなる。この第3例のブレーキ液圧倍力システム1の他の作用効果は、第2例と同じである。

【0087】図8は、本発明の実施の形態の第4例を示す図である。図7に示す第3例では、MCY3がシングルMCYで構成されているが、この第4例のブレーキ液圧倍力システム1では、図8に示すようにMCY3がタンデムMCYで構成されている。その場合、第2液圧室84が他方の系統の第2通路34に接続されている。そして、MCY3の第1液圧室83は、図示しないが、例えばストロークシミュレータに接続されてブレーキペダル10のストローク調整や、ブレーキ液圧倍力装置2の液圧源（ポンプ31、アキュムレータ32等）の失陥時における非常用液圧室等の他の目的に用いることができるようになっている。この第4例のブレーキ液圧倍力システム1の他の構成および他の作用効果は、第3例と同じである。

【0088】図9は、本発明の実施の形態の第5例を示す図である。図7に示す第3例では、パワーピストン13とMCY3のアライマリピストン76とが一体に形成されているが、この第5例のブレーキ液圧倍力システム1では、図9に示すようにパワーピストン13とアライマリピストン76とが別体に形成されている。これらの両ピストン13,76は、図2に示す第1例と同様の間隔規制手段78によってそれらの最大の間隔が規制され、かつスプリング79によって非作動時は図示の最大間隔に設定されている。

【0089】また、パワーピストン13とアライマリピストン76との間には、液圧室104が形成されている。この液圧室104は密封することにより、両ピストン13,76を一体的に連結状態にするロック室や、第4例と同様にブレーキペダル10のストローク調整や、非常用液圧室等の他の目的に用いることができるようになっている。この第5例のブレーキ液圧倍力システム1の他の構成および他の作用効果は、第3例と同じである。

【0090】

【発明の効果】以上の説明から明らかなように、請求項1ないし3の発明の液圧倍力装置によれば、液圧倍力装

21

置の入出力特性に作動方向と作動解除方向とでメカニカルにヒステリシスを持たせることができるようになる。その場合、従来からジャンピング特性のために設けられている反力ピストンおよび反力室をそのまま利用できるので、従来の液圧倍力装置をほとんど設計変更することなく、簡単にかつ安価にヒステリシスを有する液圧倍力装置を形成することができる。また、請求項3の発明によれば、反力ピストンが入力軸の段部に当接したときの当接音を抑制することができる。

【0091】更に、請求項4ないし8の発明のブレーキ液圧倍力システムによれば、液圧倍力装置のヒステリシス特性および第2の液圧源の液圧により、ブレーキアシスト必要時にブレーキ力を大きくすることができる。その場合、同じ入力に対するブレーキ力の大きさを、液圧倍力装置の入出力特性のヒステリシスの範囲内で種々制御できるようになる。

【0092】その場合、高価な電磁弁を用いることなく、安価な第1および第2のチェックバルブを用いているだけであるので、ヒステリシスを有するブレーキ液圧倍力装置を安価にかつ簡単に形成することができる。特に、請求項7の発明によれば、急ブレーキ時等のブレーキアシストを必要とする場合に、ブレーキアシストを簡単かつ確実に行うことができるようになる。また、請求項8の発明によれば、ブレーキアシスト時に動力室に導入する液圧のための第2の液圧源として、従来から既に搭載されている、ABS制御、TRC制御、VSC制御およびACC制御を行うためのポンプ31を兼用しているので、ブレーキアシスト機能を有するブレーキ液圧倍力システム1を、部品点数を増大させることなく、より一層安価に形成することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係るブレーキ液圧倍力システムの実施の形態の第1例を示す図である。

【図2】 図1に示す第1例に用いられているブレーキ液圧倍力装置の一例を示す断面図である。

【図3】 図2に示すブレーキ液圧倍力装置の一部を拡大して示す、部分拡大断面図である。

【図4】 図2に示すブレーキ液圧倍力装置の、ヒステ

22

リシスを有する入出力特性を示す図である。

【図5】 本発明の実施の形態の第2例を示す図である。

【図6】 図5に示す第2例に用いられているブレーキ液圧倍力装置の一部を拡大して示す、部分拡大断面図である。

【図7】 本発明の実施の形態の第3例を示す図である。

【図8】 本発明の実施の形態の第4例を示す図である。

【図9】 本発明の実施の形態の第5例を示す図である。

【図10】 従来のブレーキ液圧倍力システムを示す図である。

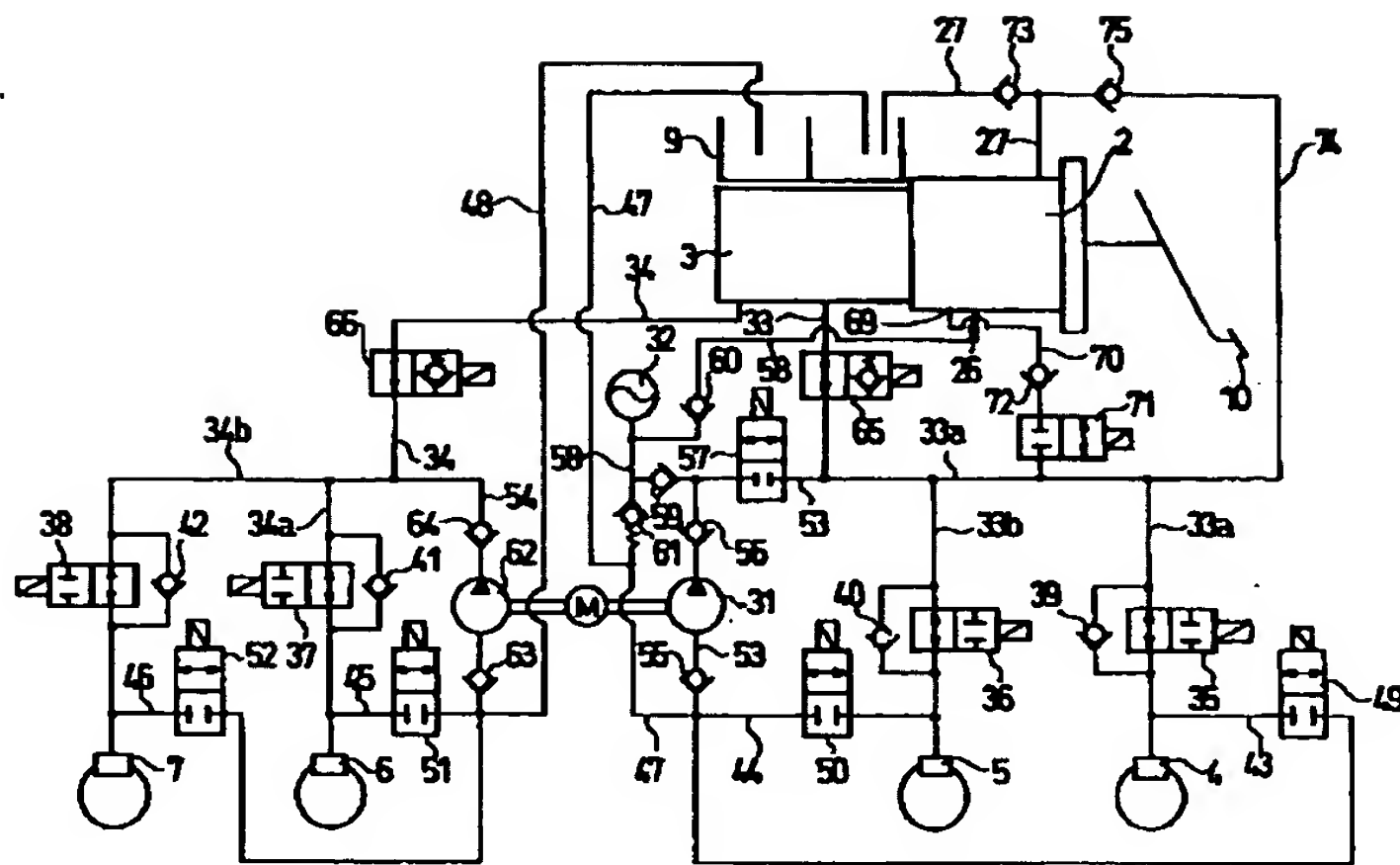
【図11】 図10に示す従来例に用いられているブレーキ液圧倍力装置の一例を示す断面図である。

【図12】 図11に示す従来のブレーキ液圧倍力装置の、ヒステリシスを有さない入出力特性を示す図である。

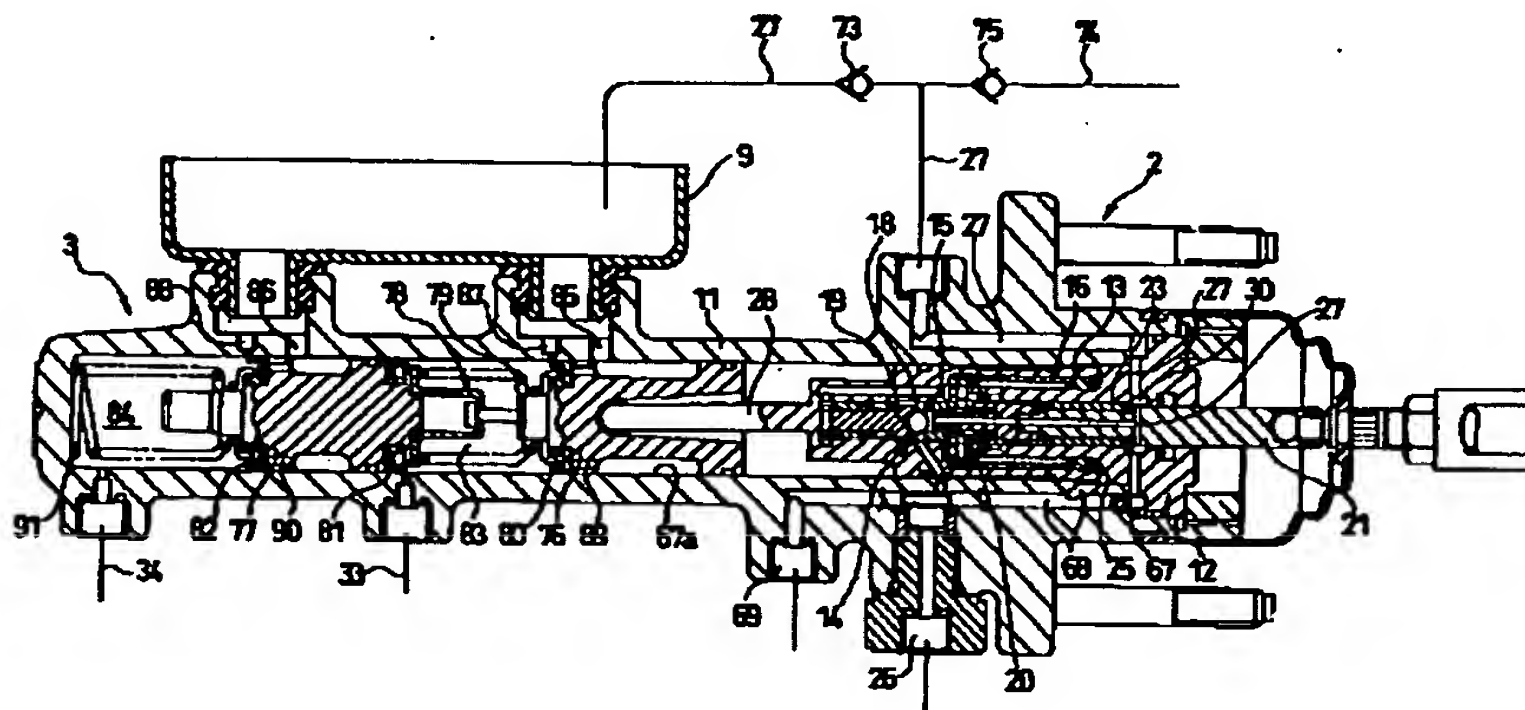
【符号の説明】

1…ブレーキ液圧倍力システム、2…ブレーキ液圧倍力装置、3…マスタシリンダ(MCY)、4,5,6,7…ホイールシリンダ(WCY)、8…ABS制御、TRC制御、VSC制御およびACC制御を行う2系統のブレーキ圧制御装置、9…リザーバ、10…ブレーキペダル、11…ハウジング、12…プラグ、13…パワーピストン、14…制御弁、21…入力軸、21a…入力軸21の段部、23…反力ピストン、23c…反力ピストン23の後端、25…動力室、27…液圧排出通路、28…出力軸、30…反力室、31…ポンプ、32…アキュムレータ、33…第1通路、34…第2通路、68…通路孔、69…圧力導入口、71…電磁開閉弁、73…第12チェックバルブ、74…第5分岐通路、75…第13チェックバルブ、76…プライマリピストン、77…セカンダリピストン、80,81,82…カップシール、83…第1液圧室、84…第1液圧室、103…緩衝部材

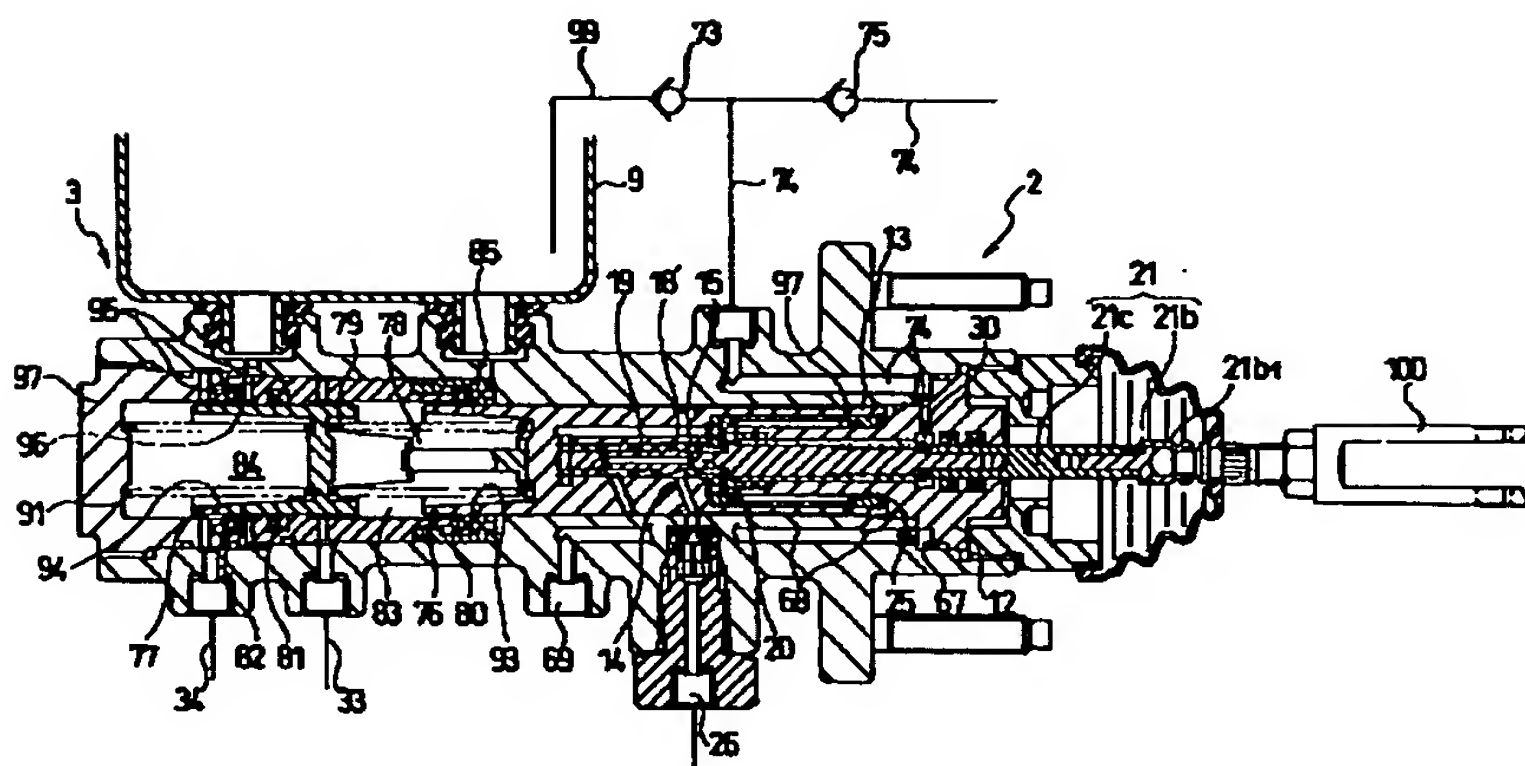
【図1】



【図2】

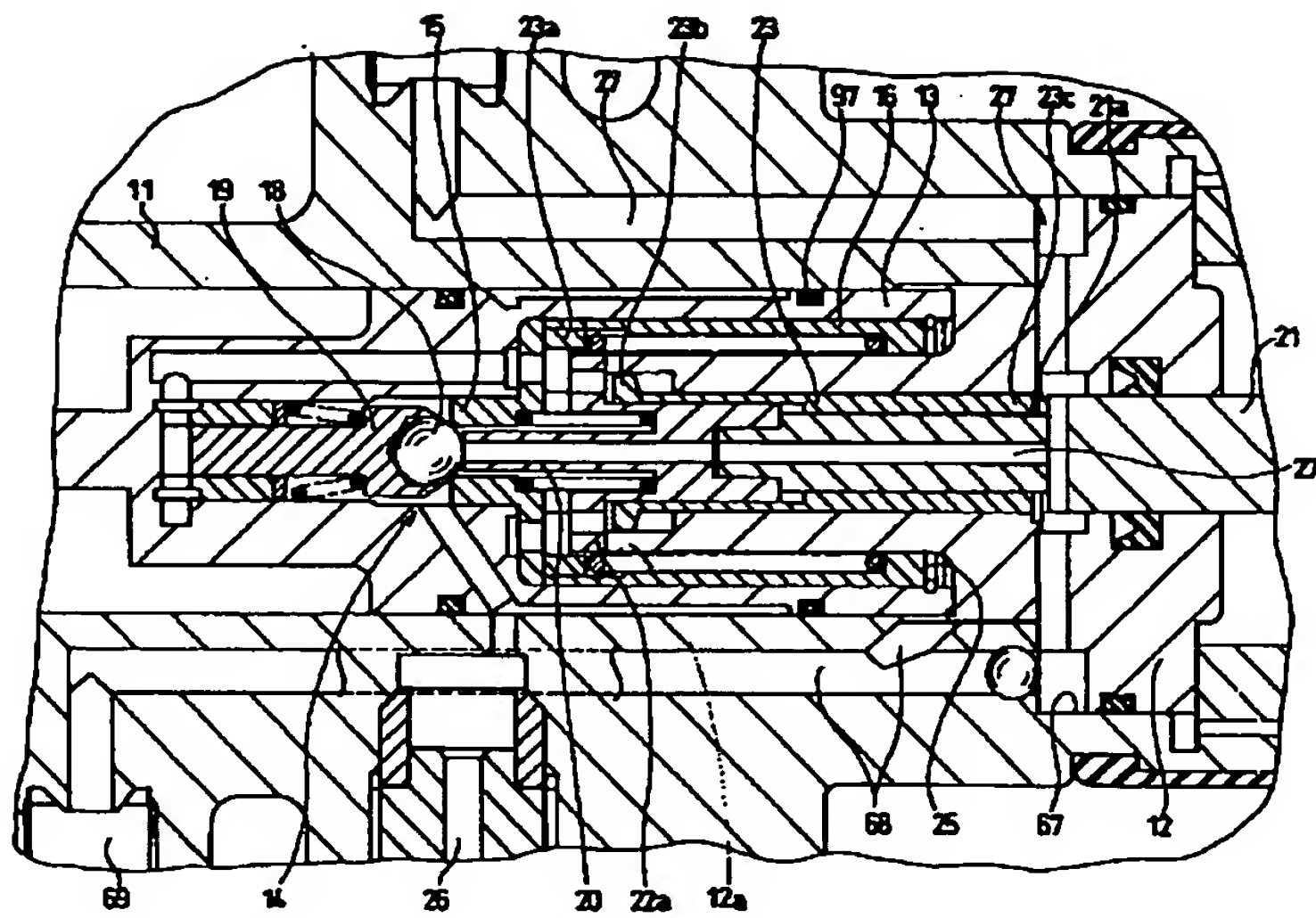


【図5】

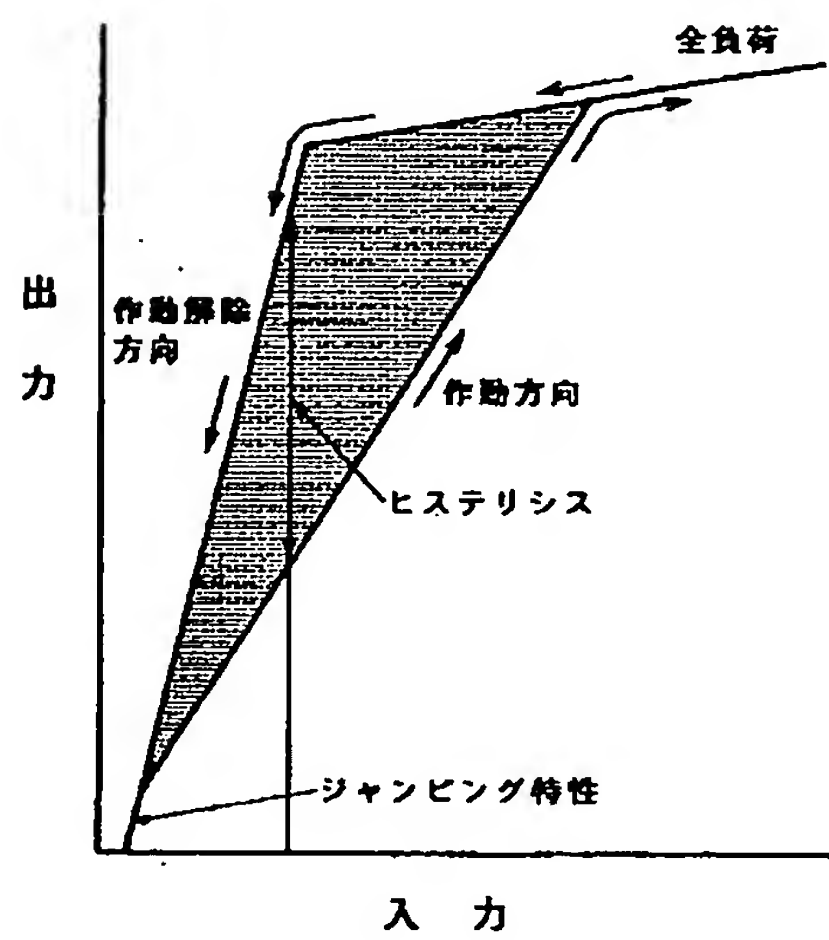




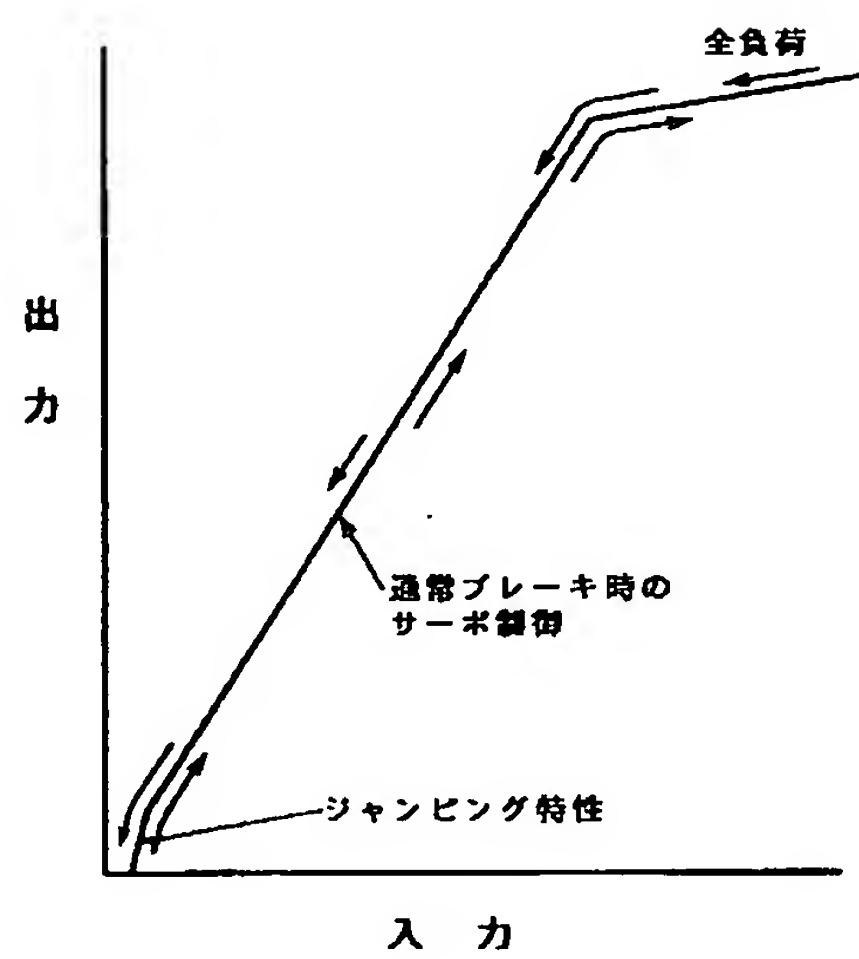
【図3】



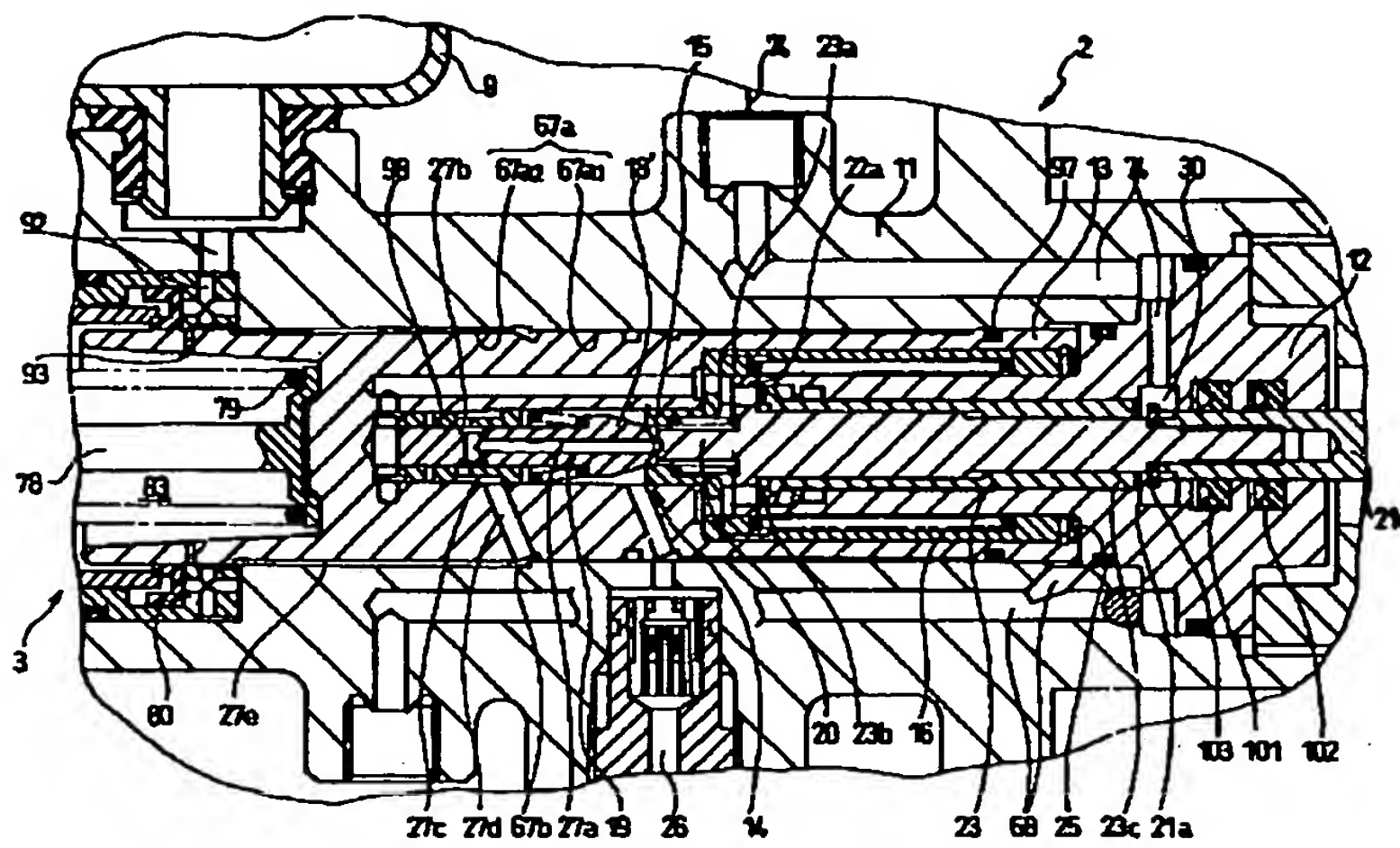
【図4】



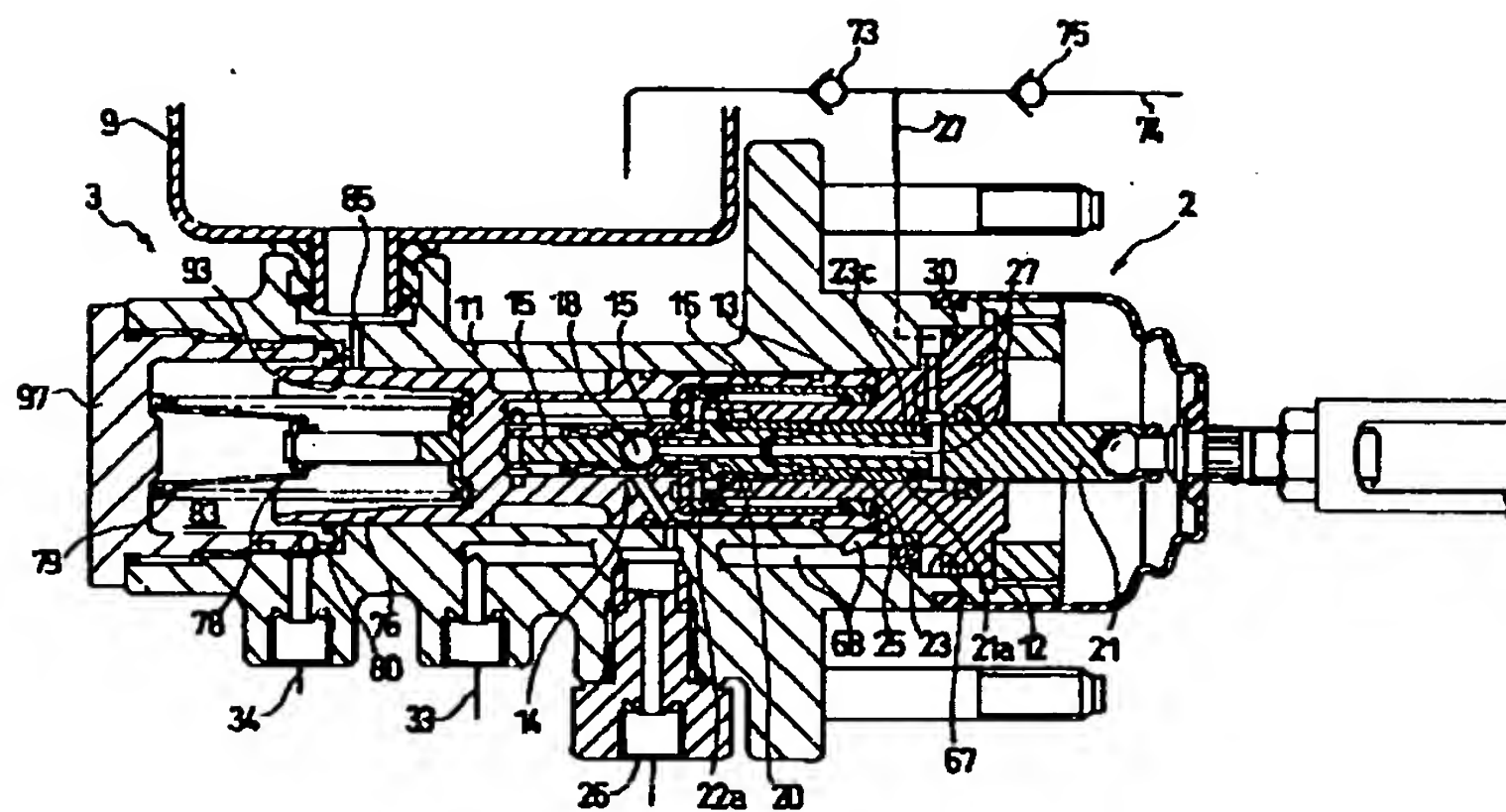
【図12】



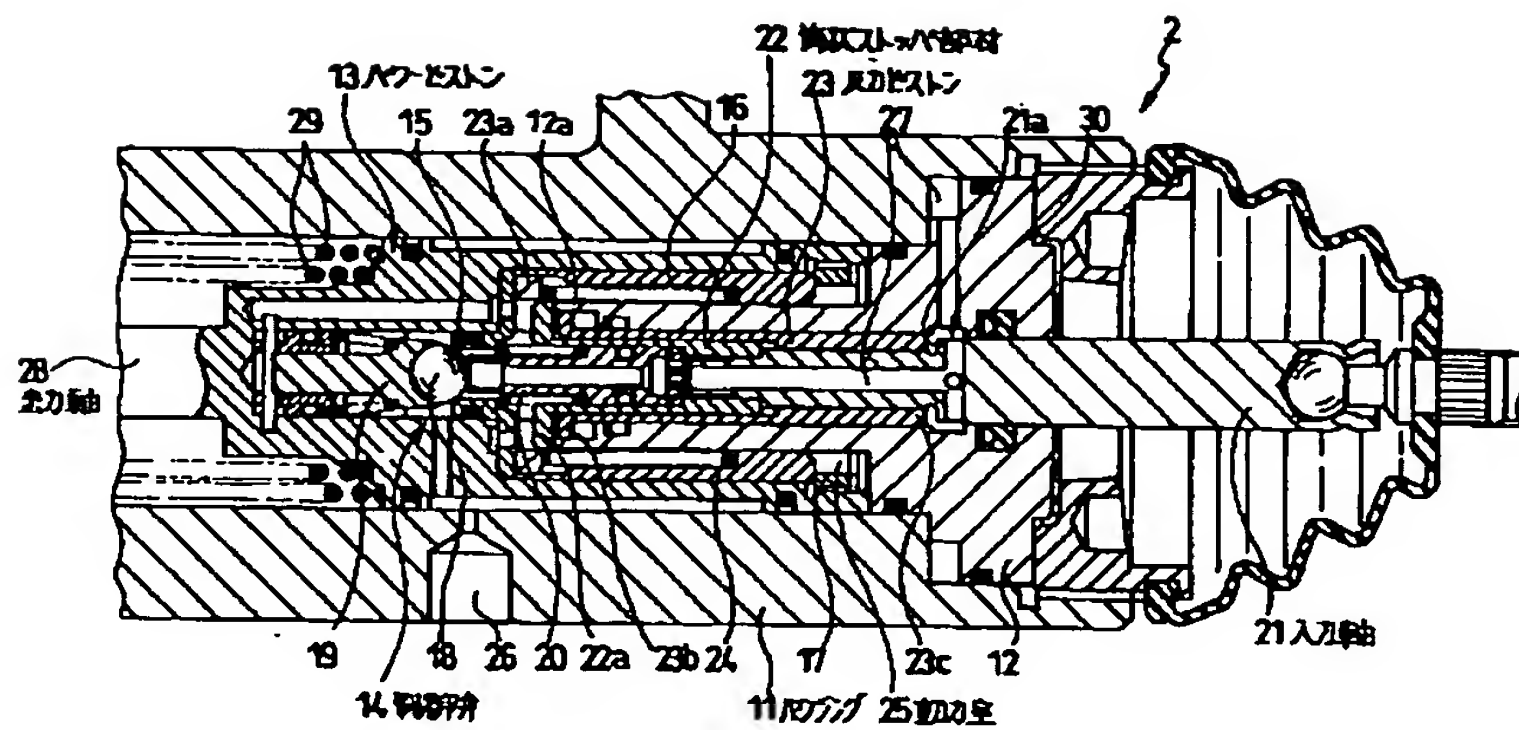
【図6】



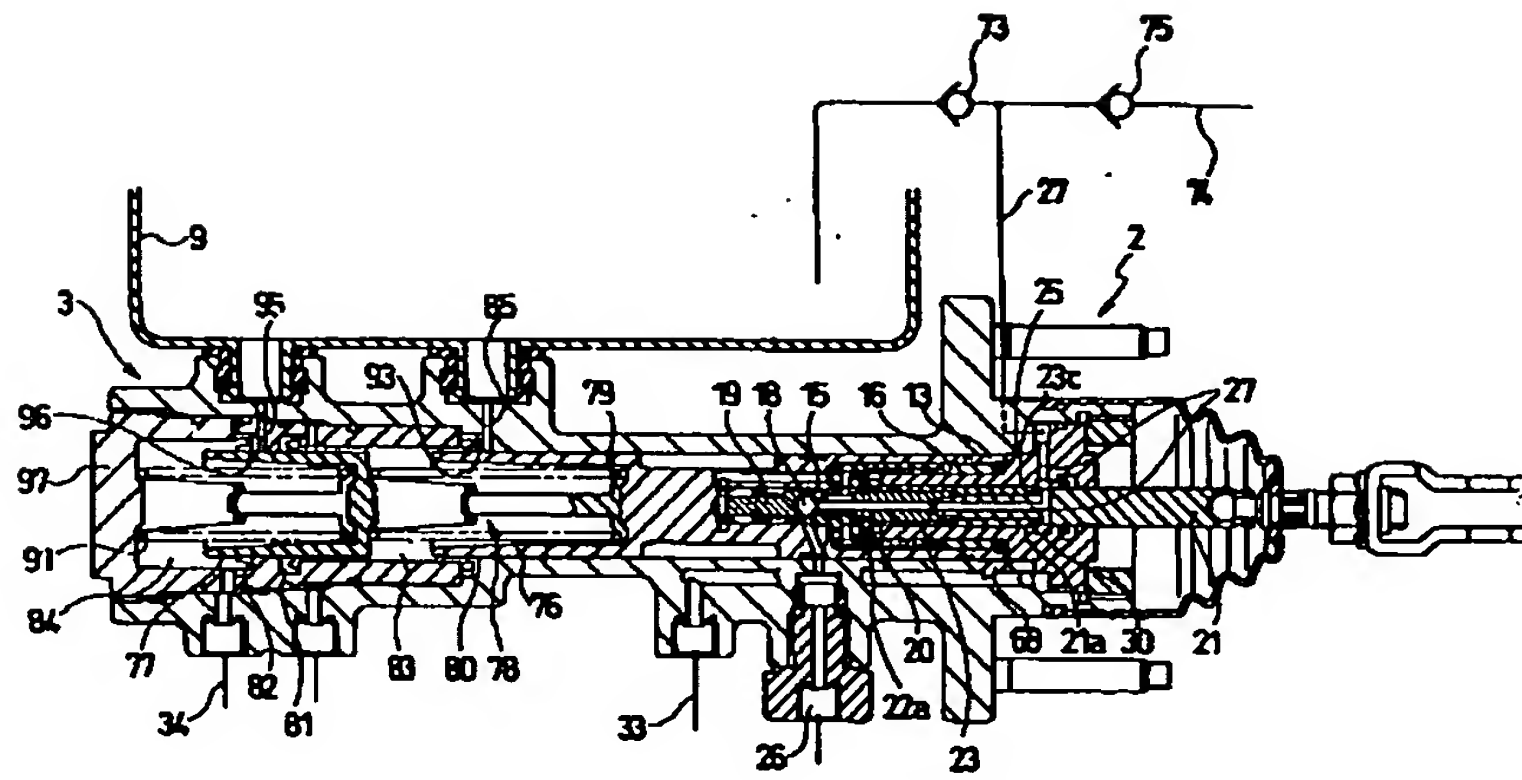
【図7】



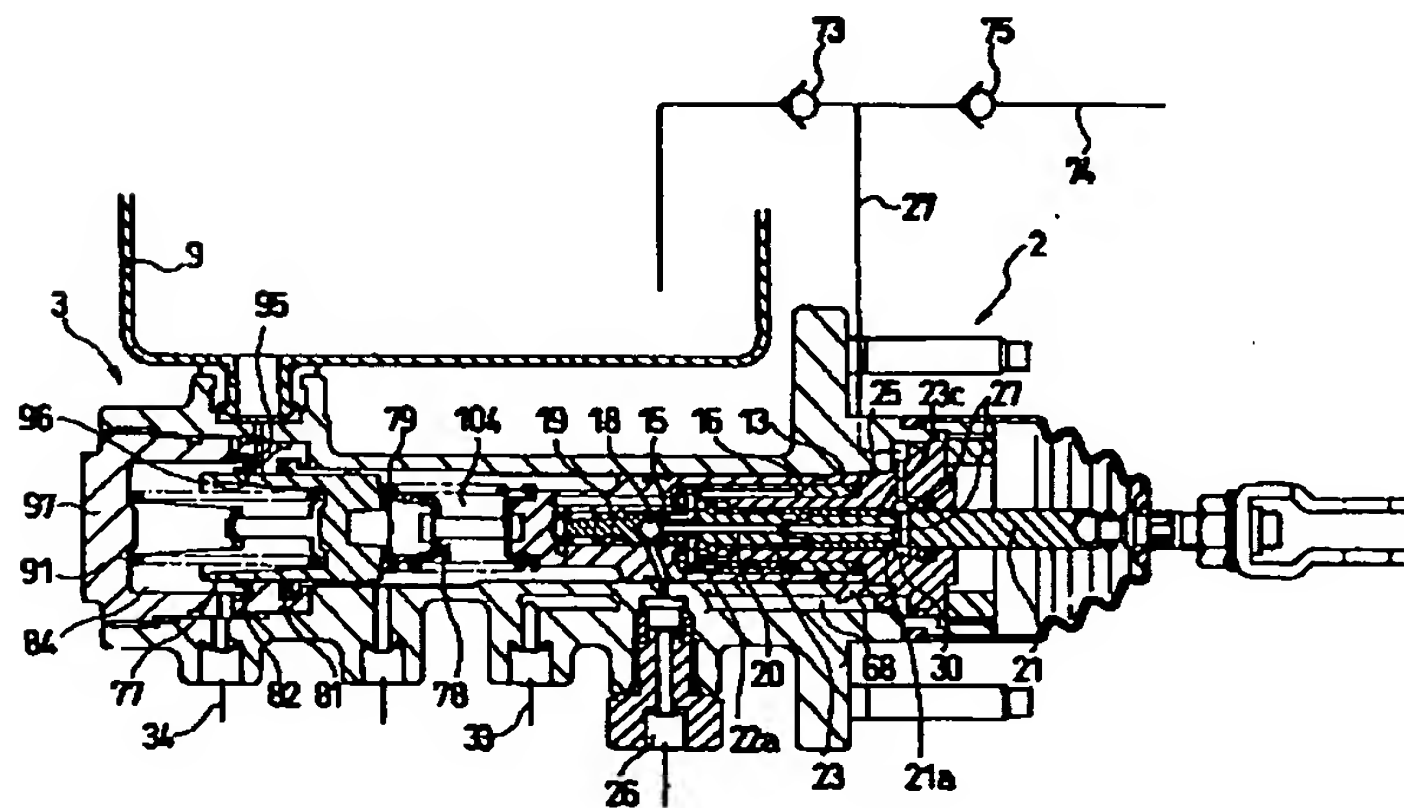
【図11】



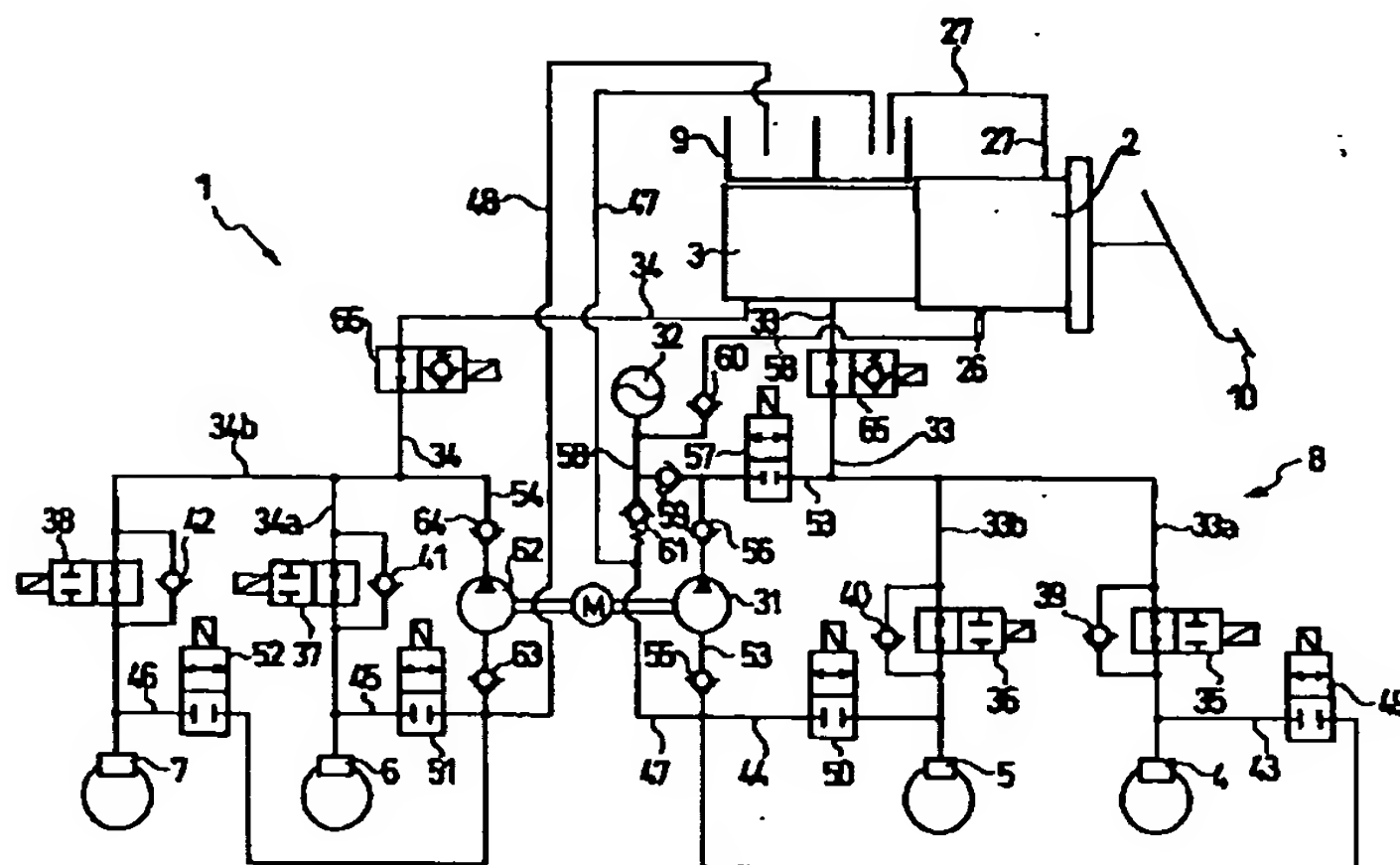
【図8】



【図9】



【図10】





## フロントページの続き

(72)発明者 島田昌宏  
埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自  
動車機器株式会社松山工場内

(72)発明者 渡部悟  
埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自  
動車機器株式会社松山工場内

(72)発明者 平山淳一  
埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自  
動車機器株式会社松山工場内

(72)発明者 沢田護  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

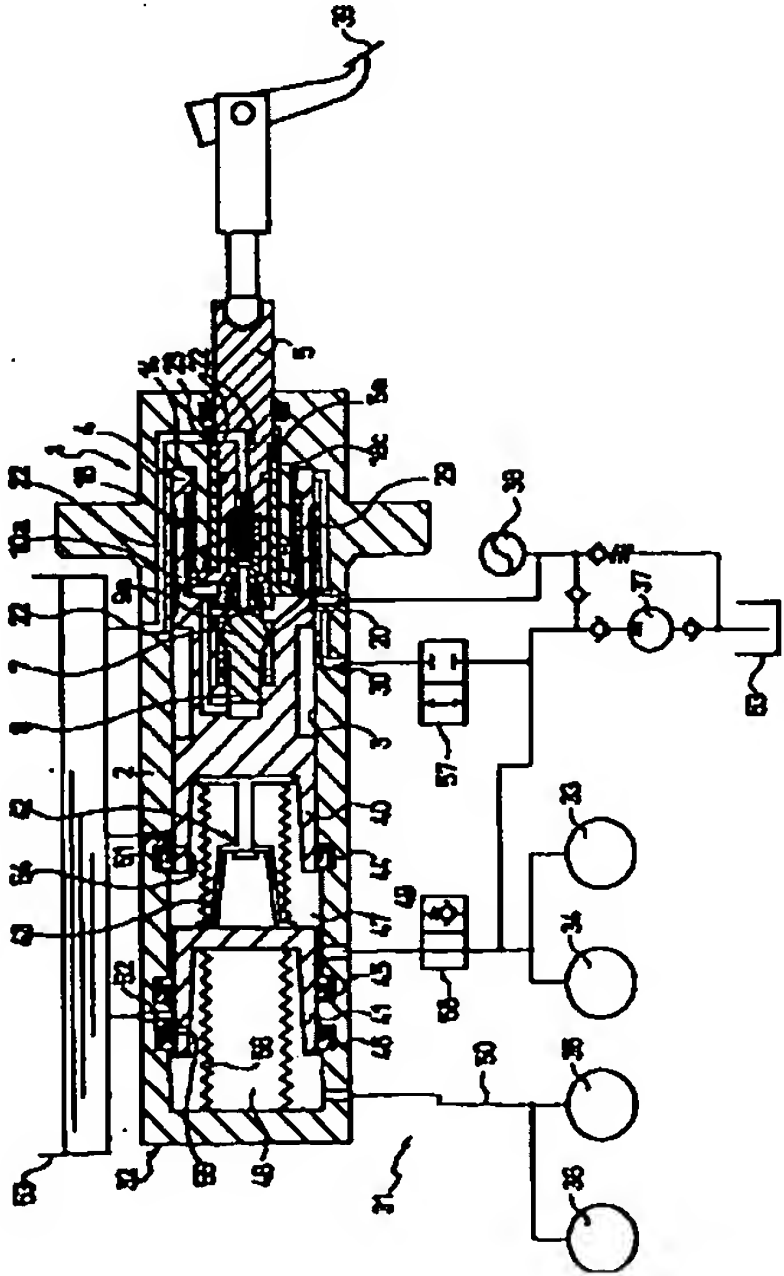
(51)Int.Cl.<sup>6</sup>識別記号F I  
B 6 0 T 13/12B 6 0 T 13/12B

審査請求 未請求 請求項の数5 O L （全 12 頁）

(21)出願番号	特願平10－290499	(71)出願人	000181239 自動車機器株式会社 東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号
(22)出願日	平成10年(1998)10月13日	(71)出願人	000004260 株式会社デンソー 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(31)優先権主張番号	特願平10－32878	(72)発明者	岡弘之 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自 動車機器株式会社松山工場内
(32)優先日	平10(1998)2月16日	(72)発明者	小林道夫 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自 動車機器株式会社松山工場内
(33)優先権主張国	日本（J P）	(74)代理人	弁理士 青木 健二（外7名） 最終頁に続く

(54)【発明の名称】 液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いたブレーキ液圧倍力システム

(57)【要約】  
【課題】ヒステリシスを有する液圧倍力装置を用いて、簡単な構成で安価にブレーキアシストを行うようにする。  
【解決手段】反力ピストン18の後端18cが、作動方向では、動力室14の液圧が所定圧より小さいときは入力軸5の段部5aから離れるとともに、動力室14の液圧が所定圧以上のとき入力軸5の段部5aに当接し、作動解除方向では、中間負荷状態のとき入力軸5の段部5aから離れる。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性が作動方向と作動解除方向とで異なるヒステリシスをメカニカルに有するものとなる。ブレーキアシストが必要なブレーキ操作時に液圧供給弁57が開かれて、ポンプ37の吐出圧が動力室14内に導入される。これにより、ブレーキ力が増大する。このブレーキ力は、ブレーキ液圧倍力装置1のヒステリシスの範囲内で種々制御される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液を前記動力室に導入する制御弁と、作動時前進しかつ作動解除時に後退して前記制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸と、外径が前記入力軸の制御弁側と反対側の部分の径より大きく設定されて筒状に形成されているとともに前記入力軸の小径部に摺動可能に嵌合され、その前端が前記動力室に面しかつその後端が前記入力軸の段部に当接可能な反力ピストンとを備え、

前記反力ピストンは、作動方向では、前記動力室の液圧が所定圧より小さいときは前記入力軸の段部から離れるとともに、前記動力室の液圧が所定圧以上のとき前記入力軸の段部に当接し、作動解除方向では、中間負荷状態のとき前記入力軸の段部から離れるように設定されていることを特徴とする液圧倍力装置。

【請求項2】 前記制御弁を作動制御する弁作動部材が、前記入力軸に対して第1所定距離だけ相対移動可能に設けられているとともに、前記反力ピストンが前記パワーピストンに対して第2所定距離だけ相対移動可能に設けられており、

非作動時における、前記入力軸に設けられた弁作動部材と前記制御弁との間の隙間をAとし、前記第1所定距離をBとし、非作動時における、前記反力ピストンと前記入力軸の段部との隙間をCとし、前記第2所定距離をDとしたとき、各隙間A、Cと第1および第2所定距離B、Dとが

$$C - A - B < D < C - A$$

に設定されていることを特徴とする請求項1記載の液圧倍力装置。

【請求項3】 請求項1または2記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によってマスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダピストンを有するマスタシリンダと、前記マスタシリンダ圧が導入されることによりブレーキ力を発生するブレーキシリンダと、液圧を発生する第2の液圧源と、作動時にこの第2の液圧源からの液圧を前記動力室に前記制御弁を介することなく導入する、電磁弁からなる液圧供給弁と、必要時に前記液圧供給弁を作動制御する電子制御装置とを備えていることを特徴とするブレーキ液圧倍力システム。

【請求項4】 前記パワーピストンの有効受圧面積と前記マスタシリンダピストンの有効受圧面積とが等しく設定されていることを特徴とする請求項3記載のブレーキ液圧倍力システム。

【請求項5】 前記電子制御装置は、前記入力軸を操作する操作部材の操作速度または操作部材の操作力に応じて前記液圧供給弁を制御することを特徴とする請求項3または4記載のブレーキ液圧倍力システム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、液圧により入力を所定の大きさに倍力して出力する液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いて小さな操作力で大きなブレーキ力を得ようになっているブレーキ液圧倍力システムの技術分野に属し、特に、作動方向と作動解除方向との間に大きなヒステリシスを有する液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置のヒステリシスによりブレーキアシストの機能を備えたブレーキ液圧倍力システムの技術分野に属するものである。

## 【0002】

【従来の技術】自動車のブレーキ液圧倍力システムに用いられているブレーキ液圧倍力装置は、液圧を用いて、ブレーキペダルの小さな踏力で大きなブレーキ力を得るものである。

【0003】図6は、従来のこのようなブレーキ液圧倍力装置の一例を示す図である。図中、1はブレーキ液圧倍力装置、2はハウジング、3はハウジング2の孔、4はハウジング2の孔3内に、液密にかつ摺動可能に設けられたパワーピストン、5はハウジング2を液密にかつ摺動可能に貫通して、先端部（図において左端部）がパワーピストン4の孔内に進入するとともに、後端（図において右端）が図示しない（後述する）ブレーキペダルに連結され、更に前端部が小径に後端部が大径に形成されて段部5aを有する入力軸、6はパワーピストン4と入力軸5との間に設けられている制御弁、7はボール弁からなる弁、8は弁7を支持した弁体、9はパワーピストン4に設けられ、弁7が着離座する第1弁座9aを有する弁座部材、10は入力軸5の先端に摺動可能に設けられ、弁7に着離座する第2弁座10aを有する筒状の弁作動部材、11は弁7が第1弁座9aに着座する弁体8を常時付勢するスプリング、12は弁作動部材10を介して入力軸5を後方に常時付勢するスプリング、13は先端にストッパ13aが設けられ、かつハウジング2の孔3を塞ぐプラグ、14はハウジング2の孔3内でパワーピストン4とプラグ13との間に設けられた動力室、15は弁座部材9を軸方向に固定する筒状固定部材、16は筒状固定部材15を軸方向に固定する筒状固定部材ナット、17は入力軸5に連結され、先端にフランジ状のストッパ17aを有する筒状ストッパ部材、18は先端にフランジ状の第1ストッパ8aを、第1ストッパ18aの後方に第2ストッパ18bをそれぞれ有し、入力軸5とプラグ13との間に摺動可能に設けられて後端18cが入力軸5の段部5aに当接可能な反力ピストン、19は第1ストッパ18aと筒状固定部材15



との間に縮設されて反力ピストン18を前方へ常時付勢するスプリング、20は液圧源からの液圧が常時導入されている入力口、21はパワーピストン4に穿設され、入力口20に導入された液圧を第1弁座9aより弁体8側に導入する通路孔、22は弁作動部位10、入力軸5、プラグ13、ハウジング2およびハウジング2と後述するリザーバとの間に配設され、リザーバに常時連通する液圧排出通路、23は液圧排出通路22の途中に設けられ、段部5aおよび後端18cが位置する室、24はパワーピストン4の前端に設けられた出力軸、25は

10 パワーピストン4を後方に常時付勢するリターンズスプリングである。  
【0004】このブレーキ液圧倍力装置1においては、ブレーキ非作動時は、すべての構成要素は図6に示す非作動状態に設定されている。この非作動状態では、制御弁6のボール弁7が第1弁座9aに着座していると同時に、第2弁座10aが弁7から離座している。すなわち、動力室14が入力口20から遮断されているとともに、液圧排出通路22を介してリザーバに接続されているので、動力室14は液圧が導入されなく大気圧となっ

20 ていて、パワーピストン4は作動しない。このため、ブレーキ液圧倍力装置1は作動しなく、出力を発生しない。  
【0005】この非作動状態から、ブレーキペダルの踏み込みで通常ブレーキ操作が行われると、入力軸5が前進するので、弁作動部材10も前進して、第2弁座10aが制御弁6の弁7に当接するとともにこの弁7を押して、第1弁座9aから離座する。すると、動力室14は入力口20に接続されるとともに液圧排出通路22から遮断され、動力室14に圧液が導入され、パワーピストン4が作動する。パワーピストン4の作動により、ブレーキ液圧倍力装置1は出力軸24から出力する。このブレーキ液圧倍力装置1の出力は、入力つまりブレーキペダルの踏力を倍力した大きさとなる。このブレーキ液圧倍力装置1の出力により、図示しないマスタシリンダが作動してマスタシリンダ圧を発生し、このマスタシリンダ圧がホイールシリンダに導入されてブレーキが作動する。

30 【0006】動力室14の液圧により、反力ピストン18がスプリング19に対抗するように後方に押圧されるが、動力室14の液圧がまだ小さく、ブレーキシステムのロスストロークが解消しないで実質的にブレーキ力が発生しない初期段階では、スプリング19が収縮しなく、反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aに当接しないので、動力室14の液圧を受ける入力軸5の有効受圧面積は小さくなり、入力軸5が入力に対抗する方向に受ける、動力室14の液圧による力は比較的小さい。したがって、図7に示すように倍力比つまりサーボ比がきわめて大きいサーボ制御によるジャンピング作用が行われる。

【0007】動力室14の液圧が所定圧となると、スプリング19が収縮して反力ピストン18が後方へ移動し、反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aに当接する。このため、動力室14の液圧を受ける入力軸5の有効受圧面積が大きくなって、入力軸5が受ける、動力室14の液圧による力が大きくなるので、ジャンピング作用が終了する。この段階では、ブレーキシステムのロスストロークが解消して、ブレーキ力が実質的に発生する。このとき、ブレーキ液圧倍力装置1のサーボ比が小さな通常ブレーキのサーボ比となり、これ以後ブレーキ液圧倍力装置1は中間負荷状態となり、入力をこのサーボ比で倍力した出力を発生する、つまり図7において通常ブレーキのサーボ比のラインに沿った通常ブレーキ時のサーボ制御を行うようになる。

【0008】動力室14の液圧が液圧源の液圧で決まる最大圧となって、それ以上上昇しなくなると、ブレーキ液圧倍力装置1は全負荷状態となってサーボ制御を行わなく、それ以後はブレーキ液圧倍力装置1の出力は、図7において全負荷のラインに沿った入力の上昇分に基づく出力上昇分が倍力されない大きさとなる。

【0009】ブレーキペダルを解放すると、入力軸5および弁作動部材10が後退するので、弁7が第1弁座9aに着座するとともに、第2弁座10aが弁7から離座する。これにより、動力室14は入力口20から遮断されるとともに液圧排出通路22に接続され、動力室14に導入された圧液が液圧排出通路22を介してリザーバに排出され、パワーピストン13がリターンズスプリング25により後退する。

【0010】動力室14の液圧が液圧源の液圧で決まる最大圧より小さくなるまでは、図7に示すように出力は入力の低下とともに全負荷のラインに沿って低下する。更に、動力室14の液圧がこの最大圧より低下すると、出力は通常サーボ比のラインに沿って低下し、動力室14の液圧が更に低下して、この液圧により反力ピストン18を押す力がスプリング19のばね力より小さくなると、反力ピストン18が入力軸5に対して前方へ相対移動し、反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aから離れる。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1の出力は通常のサーボ比のラインから、サーボ比の大きなジャンピング特性のラインに沿って低下するようになる。

【0011】入力軸5に固定された筒状ストッパ部材17のストッパ17aがプラグ13のストッパ13aに当接すると、入力軸5はそれ以上後退しなく、後退限となって、図示の非作動状態に戻る。動力室14の液圧が完全に排出されると、パワーピストン4も図示の非作動状態に戻り、ブレーキ液圧倍力装置1は出力しなく、マスタシリンダも非作動状態となる。こうして、ブレーキが解除される。

50 【0012】この従来のブレーキ液圧倍力装置1におい

ては、図7に示すようにその入出力特性は、入力の上昇側と降下側とで同じ経路をたどり、実質的にヒステリシスのない特性となる。

#### 【0013】

【発明が解決しようとする課題】ところで、ブレーキシステムにおいては、急ブレーキ時は、通常ブレーキ時よりはなるべく早く大きなブレーキ力を発生させることができるようにすることが望ましい。また、急ブレーキ時に大きなブレーキ力を発生させる必要があるが、初心者等の自動車の運転に慣れていないドライバのなかには、ブレーキペダルを大きく踏み込むことができなく、大きなブレーキ力を発生させることができない場合があり、このような場合には、運転に慣れていない初心者等のドライバであっても、確実に大きなブレーキ力を発生させるためにブレーキアシストをできるようにすることが望ましい。その場合、ブレーキアシストのための専用の部品を必要とすることなく、従来の部品をできるだけ利用して簡単な構成でブレーキアシストを可能にすることがよい。

【0014】しかしながら、前述の従来のブレーキ液圧倍力装置1では、図7に示すように実質的にブレーキ作動が行われるサーボ制御でのサーボ比が一定であるため、急ブレーキ時に通常ブレーキ時より早く大きなブレーキ力を発生させることはできないばかりでなく、運転に慣れていない人に対して、確実に大きなブレーキ力を発生させるようにアシストすることはできなく、前述のような要望に確実に応えることが難しい。

【0015】本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、簡単な構成で安価な、ヒステリシスを有する液圧倍力装置を提供することである。また、簡単な構成で安価にブレーキアシストを行うことのできるブレーキ液圧倍力システムを提供することである。

#### 【0016】

【課題を解決するための手段】前述の課題を解決するために、請求項1の発明の液圧倍力装置は、液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液を前記動力室に導入する制御弁と、作動時前進しかつ作動解除時に後退して前記制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸と、外径が前記入力軸の制御弁側と反対側の部分の径より大きく設定されて筒状に形成されているとともに前記入力軸の小径部に摺動可能に嵌合され、その前端が前記動力室に面しかつその後端が前記入力軸の段部に当接可能な反力ピストンを備え、前記反力ピスト

ンが、作動方向では、前記動力室の液圧が所定圧より小さいときは前記入力軸の段部から離れるとともに、前記動力室の液圧が所定圧以上のとき前記入力軸の段部に当接し、作動解除方向では、中間負荷状態のとき前記入力軸の段部から離れるように設定されていることを特徴としている。

【0017】また、請求項2の発明は、前記制御弁を作動制御する弁作動部材が、前記入力軸に対して第1所定距離だけ相対移動可能に設けられているとともに、前記反力ピストンが前記パワーピストンに対して第2所定距離だけ相対移動可能に設けられており、非作動時における、前記入力軸に設けられた弁作動部材と前記制御弁との間の隙間をAとし、前記第1所定距離をBとし、非作動時における、前記反力ピストンと前記入力軸の段部との隙間をCとし、前記第2所定距離をDとしたとき、各隙間A、Cと第1および第2所定距離B、Dとが

$$C - A - B < D < C - A$$

に設定されていることを特徴としている。

【0018】更に、請求項3の発明は、請求項1または2記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によってマスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダピストンを有するマスタシリンダと、前記マスタシリンダ圧が導入されることによりブレーキ力を発生するブレーキシリンダと、液圧を発生する第2の液圧源と、作動時にこの第2の液圧源からの液圧を前記動力室に前記制御弁を介することなく導入する、電磁弁からなる液圧供給弁と、必要時に前記液圧供給弁を作動制御する電子制御装置とを備えていることを特徴としている。

【0019】更に、請求項4の発明は、前記パワーピストンの有効受圧面積と前記マスタシリンダピストンの有効受圧面積とが等しく設定されていることを特徴としている。更に、請求項5の発明は、前記電子制御装置が、前記入力軸を操作する操作部材の操作速度または操作部材の操作力に応じて前記液圧供給弁を制御することを特徴としている。

#### 【0020】

【作用】このような構成をした請求項1および2の発明においては、反力ピストンが、作動方向では、動力室の液圧が所定圧より小さいときは入力軸の段部から離れるとともに、動力室の液圧が所定圧以上のとき入力軸の段部に当接し、作動解除方向では、中間負荷状態のとき入力軸の段部から離れるようにしているので、液圧倍力装置の入出力特性が作動方向と作動解除方向とで異なるヒステリシスをメカニカルに有するようになる。その場合、液圧倍力装置のサーボ比が作動方向で小さく作動解除方向で大きくなるヒステリシスを有する入出力特性となる。

【0021】また、請求項3ないし5の発明においては、液圧倍力装置のヒステリシス特性および第2の液圧源の液圧により、ブレーキアシストが必要なブレーキ操



作時にブレーキ力が増大されるとともに、同じ入力に対するブレーキ力の大きさが、液圧倍力装置の入出力特性のヒステリシスの範囲内で種々制御されるようになる。

【0022】特に、請求項4の発明では、パワーピストンおよびマスタシリンダピストンの両有効受圧面積が互いに等しく設定されているので、ブレーキシリンダの液圧および動力室の液圧がバランスしながら同圧で上昇するようになる。

【0023】また、請求項5の発明では、操作部材の操作速度や操作力に応じてブレーキ力が増大されるようになる。したがって、急ブレーキ時等のブレーキアシストを必要とする場合には、ブレーキアシストが確実に行われるようになる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、図面を用いて本発明の実施の形態について説明する。図1は本発明に係るブレーキ液圧倍力装置およびブレーキ液圧倍力システムの実施の形態の第1例を模式的に示す図、図2はこの第1例のブレーキ液圧倍力装置を部分的に拡大して示す部分拡大断面図である。なお、以下の例において、それより前の例と同じ構成要素には同じ符号を付すことにより、その詳細な説明は省略する。

【0025】前述の図6に示す従来例のブレーキ液圧倍力装置1では、入力軸5と筒状ストッパ部材17とが別体に形成されかつ一体的に連結されているが、この第1例のブレーキ液圧倍力装置1では、図1および図2に示すように入力軸5と筒状ストッパ部材17とが単一部材から一体に形成されている。したがって、ストッパ17aは入力軸5に形成されている。

【0026】また、従来例のブレーキ液圧倍力装置1では、弁作動部材10がスプリング12により入力軸5に押圧されてこの入力軸5と一体的に移動するようになっているが、この第1例のブレーキ液圧倍力装置1では、スプリング12が入力軸5を直接付勢するようになっている。すなわち、弁作動部材10はスプリング12によっては何ら付勢されなく、入力軸5に対して相対摺動可能となっている。その場合、弁作動部材10は入力軸5の先端中央部に固定された筒状部材26の外周に液密にかつ摺動可能に外嵌されているとともに、入力軸5に摺動可能に内嵌されている。その場合、弁作動部材10は入力軸5の先端に設けられたストッパ27により入力軸5に対する前方移動が規制されているとともに、筒状部材26により入力軸5に対する後方移動が規制されている。更に、筒状部材10は、これと入力軸5との間に縮設されたスプリング28によりストッパ27の方向へ常時付勢されている。このスプリング28のばね力は、弁体8を付勢するスプリング11のばね力より小さく設定されている。そして、非作動時は、図示のように筒状部材10はストッパ27に当接した状態に保持されている。

【0027】更に、第1例のブレーキ液圧倍力装置1では、各部材間の非作動時における各隙間が次のように設定されている。すなわち、第2弁座10aと弁7との間の隙間（第2弁座10aが弁7に着座するまでの相対移動距離）をA、弁作動部材10と筒状部材26との間の隙間（弁作動部材10が筒状部材26に着座するまで相対移動する第1所定距離）をB、反力ピストン18の後端18cと入力軸5の段部5aとの間の隙間（反力ピストン18が段部5aに当接するまで入力軸5に対して相対移動する距離）をC、反力ピストン18の第1ストッパ18aと筒状固定部材15の段部15aとの間の隙間（反力ピストン18の第1ストッパ18aが段部15aに当接するまでパワーピストン4に対して相対移動する第2所定距離）をD、入力軸5のストッパ17aと反力ピストン18の第2ストッパ18bとの間の隙間（ストッパ17aが第2ストッパ18bに当接するまでの相対移動距離）をEとすると、各隙間A、B、C、D、Eは、それらの間に

【0028】

【数1】  $C - A - B < D < C - A$   
の関係が成立するように設定されている。

【0029】これは、ジャンピング特性を発生させるためには、作動後反力ピストン18がパワーピストンの段部15aに当接する前に、反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aに当接されなければならない。したがって、隙間A、Bが0の時、隙間Cが隙間Dより小さく設定される必要があるから、ジャンピング特性の発生条件は、

【0030】

【数2】  $C - (A + B) < D$   
で与えられる。

【0031】また、ブレーキ液圧倍力装置1の作動解除時のサーボ比を作動時のサーボ比より大きくすることにより、ブレーキ液圧倍力装置1にヒステリシスを持たせるための条件は、作動解除方向において、反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aから離れるようにすればよい。すなわち、中間負荷状態の隙間A、Bが0で後端18cが段部5aに当接している状態から、入力軸5が戻り、その先端のストッパ27が弁作動部材10に当接する前に、反力ピストン18の第1ストッパ18aが筒状固定部材15の段部15aに当接すれば、後端18cが段部5aから離れる。隙間A、B、Cがともに0の時の第1ストッパ18aと段部15aとの隙間は、 $D - C + (A + B)$ であり、また弁作動部材10が入力軸5に固定されているストッパ27に当接するまでのストローク（ブレーキ解除方向でのこの状態では弁作動部材10が移動して入力軸5に固定されている筒状部材26に当接している）がBであるから、

【0032】

【数3】  $D - C + (A + B) < B$



となり、結局、ブレーキ液圧倍力装置1にヒステリシスを持たせるための条件は、

【0033】

【数4】 $D < C - A$

で与えられる。

【0034】したがって、数式2および数式4から、ブレーキ液圧倍力装置1の作動方向で反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aに当接し、かつ戻り方向で後端18cが段部5aから離れる条件は、前述の数式1で与えられる。

【0035】なお、作動開始時の弁7の開弁量を少なくとも $\alpha$ （例えば1■程度）以上に設定すると、この開弁量は、隙間A、Bがともに0になってから反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aに当接するまでの入力軸5のストローク量であるから、

【0036】

【数5】 $\alpha < C - (A + B)$

となる。また、戻り時の弁7と第2弁座10aとの間の最大隙間（すなわち、排出側の最大開弁量）を少なくとも $\beta$ （例えば1■程度）以上に設定すると、この最大開弁量は、中間負荷時では、 $A + D + E$  となり、入力軸5のストッパ17aがプラグ13のストッパ13aに当接した時点、すなわち戻り終了直前では、 $A + E$  ( $> \beta$ ) となり、戻り終了時、すなわち図示の非作動時では、 $A$  ( $> 0$ ) となる。

【0037】このように各隙間A、B、C、D、Eが設定されたブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、図3に示すような特性となる。すなわち、作動方向では、入力軸5の前進により、従来例と同様に第2弁座10aが弁7に着座して、弁7が第1弁座9aから離座する。入力が増大するにつれて、弁作動部材10を後方に押圧する力が増大する。このため、弁作動部材10が後方へ移動して、筒状部材26の先端に当接する。作動開始直後のこの段階では、まだ反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aに当接しなく、前述の従来例と同様にジャンピング作用が行われる。反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aに当接した後は前述と同様に、中間負荷において通常ブレーキの比較的小さなサーボ比のサーボ制御が行われ、その後全負荷状態となる。

【0038】全負荷状態からの作動解除方向（戻り方向）では、入力軸5およびパワーピストン4等の摺動抵抗により、入力が所定量低下するまで出力が保持された後、入力の低下にともない、出力が全負荷状態の勾配で低下し、動力室14の液圧が液圧源（後述するポンプ、アキュムレータ）の圧力（アキュムレータの蓄圧）で決定される最大圧より低下するようになると、全負荷状態から中間負荷状態に移行するが、前述のように各隙間A、B、C、Dが設定されているので、中間負荷状態では、反力ピストン18の後端18cが入力軸の段部5aから離れる。このため、動力室14の液圧が作用する入

力軸5の受圧面積がジャンピング特性時の小さい面積となり、サーボ比が大きなサーボ制御が行われる。

【0039】このように、このブレーキ液圧倍力装置1は、作動方向と作動解除方向とで、入出力特性の経路が異なり、大きなヒステリシスを有するようになる。

【0040】更に、ハウジング11には、通路孔29を介して動力室14に連通する液圧供給口30が設けられている。

【0041】なお、第1例のブレーキ液圧倍力装置1では、図6に示す従来例におけるパワーピストン4のリターンスプリング25が省略されている。更に、弁作動部材10と筒状ストッパ部材22とが一体に形成されている。すなわち、ストッパ部22aが弁作動部材10に形成されている。この第1例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成および他の作用は、図6の従来例と同じである。

【0042】図1に示すように、本発明のブレーキ液圧倍力システム31は、この第1例のブレーキ液圧倍力装置1を備えている。また、このブレーキ液圧倍力システム31は、このブレーキ液圧倍力装置1の他に、タンデムマスタシリンダ32と、2系統のうち一方の系統のホイールシリンダ33、34および他方の系統のホイールシリンダ35、36と、ブレーキ液圧倍力装置1の液圧源であるポンプ37とアキュムレータ38と、入力軸5に連結されたブレーキペダル39とを備えている。

【0043】マスタシリンダ32は、そのハウジングがブレーキ液圧倍力装置1のハウジング2と共通にされている。

【0044】ハウジング2の孔3内には、マスタシリンダ32のプライマリピストン40が摺動可能に設けられており、このプライマリピストン40はパワーピストン4と一体に設けられている。また、ハウジング2の孔3内には、プライマリピストン40の前方に位置して、セカンダリピストン41が摺動可能に設けられている。そして、パワーピストン4、プライマリピストン40およびセカンダリピストン41の各有効受圧面積が同じに設定されている。マスタシリンダ3の両ピストン40、41は、それらの最大の間隔が間隔規制手段42によって規制されている。そして、両ピストン40、41は、それらの間に締結されたスプリング43によって互いに離隔する方向に付勢されており、非作動時は図示の最大間隔に設定されている。

【0045】プライマリピストン40が位置するハウジング2の内周面には、カップシール44が設けられているとともに、このカップシール44をプライマリピストン40が一方向において液密にかつ摺動可能に貫通している。また、セカンダリピストン41が位置するハウジング2の内周面には、カップシール45、46がそれぞれ設けられているとともに、これらのカップシール45、46をセカンダリピストン41が一方向において液

密にかつ摺動可能に貫通している。そして、2つのカップシール44,45の間の孔3内に、第1液圧室47が画成されているとともに、カップシール46の前方の孔3内に、第2液圧室48が画成されている。第1液圧室47は第1通路49を介して一系統のホイールシリンダ33,34に接続されているとともに、第2液圧室48は第2通路50を介して他系統のホイールシリンダ36,37に接続されている。

【0046】マスタシリンダ32側のハウジング2には、カップシール36,37の後方近傍にブレーキ液給排口51,52がそれぞれ設けられており、これらブレーキ液給排口51,52は、ブレーキ液を貯えるリザーバ53に常時連通している。また、プライマリおよびセカンダリピストン40,41には径方向の貫通孔54,55がそれぞれ穿設されている。そして、プライマリピストン40の非作動位置では、貫通孔54がカップシール44より後方に位置するようにされているとともに、セカンダリピストン41の非作動位置では、貫通孔55がカップシール46より後方に位置するようにされている。これにより、非作動時には、ブレーキ液はそれぞれ第1液圧室47とリザーバ53との間、および第2液圧室48とリザーバ53の間で両方向に自由に流れるようになっている。

【0047】また作動時は、両ピストン40,41がともに前進し、それぞれの貫通孔54,55がカップシール44,46を通り過ぎると、第1および第2液圧室47,48からリザーバ53に向かう液の流れはそれぞれ阻止され、更に、両ピストン40,41が作動状態から後退するときは、リザーバ53のブレーキ液が第1および第2液圧室47,48にそれぞれ補給されるようになっている。第2液圧室48内には、セカンダリピストン41を常時非作動位置方向に付勢するリターンズスプリング56が設けられている。

【0048】一方、アキュムレータ38はブレーキ液圧倍力装置1の入力口20に接続されている。このアキュムレータ38内には、ポンプ37によって常時一定の液圧が蓄圧されている。また、ポンプ37は遮断位置と連通位置とが設定されている常閉の電磁開閉弁からなる液圧供給弁57を介してブレーキ液圧倍力装置1の液圧導入口30に接続されている。更に、第1通路49に、連通位置とリリーフ位置とが設定された電磁弁からなる差圧弁58が設けられているとともに、ポンプ37がこの差圧弁58よりホイールシリンダ33,34側の第1通路49に接続されている。この差圧弁58は通常時は連通位置に設定され、ブレーキアシスト時に電子制御装置によりリリーフ位置に設定されるようになっている。差圧弁58がリリーフ位置に設定されたときは、ホイールシリンダ33,34側の圧力がマスタシリンダ32の第1液圧室47側の圧力より所定圧高くなったとき開いて、ホイールシリンダ33,34側の圧力が第1液圧室

47側に逃れるようになっている。

【0049】このように構成された第1例のブレーキ液圧倍力システム31においては、ブレーキペダル39の踏込によって通常ブレーキ操作が行われると、前述の従来例と同様に動力室14にアキュムレータ38の圧液が導入され、パワーピストン4はペダル踏力を倍力して出力し、この出力がマスタシリンダ32プライマリピストン40に伝えられ、プライマリピストン42が前進する。プライマリピストン42の前進で貫通孔54がカップシール44を通過すると、第1液圧室47内にマスタシリンダ圧が発生するとともに、このマスタシリンダ圧によりセカンダリピストン41が前進する。セカンダリピストン41の前進で貫通孔55がカップシール46を通過すると、第2液圧室48内にマスタシリンダ圧が発生する。これらのマスタシリンダ圧が、それぞれホイールシリンダ33,34,35,36に導入される。

【0050】作動初期においては、まずホイールシリンダ33,34,35,36のロスストローク等のブレーキシステムのロスストロークの間、ブレーキ液圧倍力装置1が、前述の図3に示すようにジャンピング作用を行う。このジャンピング作用により、これらのロスストロークが迅速に解消される。ブレーキ液圧倍力装置1がジャンピング作用を終了すると、通常ブレーキ時の比較的小さいサーボ比でサーボ制御が行われる。このときにはロスストロークが解消されているので、ブレーキ力が発生し、実質的にブレーキが作動するようになる。こうして、通常ブレーキ作動が行われ、このとき各ピストン4,47,41の有効受圧面積が等しいので、各室14,47,48の液圧は等しくなる。前述のように通常ブレーキのサーボ制御が終了すると、ブレーキ液圧倍力装置1は全負荷状態となる。

【0051】ブレーキ液圧倍力装置1の全負荷状態から、ブレーキペダル39の踏込を弱めてブレーキ作動解除操作が行われると、ブレーキ液圧倍力装置1は、前述のように出力が一定に保持された後、全負荷ラインに沿って低下するので、ブレーキ力もこれに応じて低下する。ブレーキ液圧倍力装置1が全負荷状態から中間負荷状態に移行すると、反力ピストン18の後端18cが入力軸5の段部5aから離れるので、中間負荷状態では大きなサーボ比のサーボ制御が行われる。ブレーキペダル39を完全に解放すると、ブレーキ液圧倍力装置1、マスタシリンダ32およびホイールシリンダ33,34,35,36が非作動となり、ブレーキが解除される。

【0052】ところで、この第1例のブレーキ液圧倍力システム31では、ブレーキ液圧倍力装置1のヒステリシスを利用して、ブレーキアシスト制御を行うことができるようにしている。このブレーキアシスト制御の作用について説明する。

【0053】ブレーキペダル39の踏込でブレーキ操作が行われたとき、ペダルストローク（図示しないストロ

10

20

30

40

50



ークセンサで検出される)の上昇速度あるいはペダル踏力(図示しない踏力センサで検出される)等のペダル踏込状況に基づいて、電子制御装置はブレーキアシスト制御が必要であると判断すると、ポンプ37を駆動すると同時に液圧供給弁57を開く。すると、ポンプ37の吐出圧が、液圧供給弁57、液圧供給口30および通路孔29を通して、動力室14に導入され、動力室14の液圧が上昇する。このとき、ブレーキ液圧倍力装置1のヒステリシスにより、同じペダル踏力でも動力室14の液圧がヒステリシスの範囲内で上昇するようになる。

【0054】動力室14の液圧が上昇することにより、パワーピストン4の出力も上昇するようになるので、プライマリピストン40およびセカンダリピストン41がそれぞれ発生するマスタシリンダ圧も上昇する。この上昇したマスタシリンダ圧が両系統のホイールシリンダ33,34,35,36に導入されるので、ホイールシリンダ圧も上昇する。このとき、各ピストン4,40,41の有効受圧面積が等しくなっているので、各ホイールシリンダ圧および動力室14の液圧はバランスしながら同圧で上昇するようになる。これにより、ブレーキ力が増大し、ブレーキアシストが行われる。

【0055】また、このブレーキアシスト制御時に、一系統側のホイールシリンダ圧の上昇によりホイールシリンダ33,34のストロークが増加するが、このときには一系統側の差圧弁58がリリーフ位置に設定されて、第1液圧室47からホイールシリンダ33,34の方へのブレーキ液の流れが阻止されるので、ホイールシリンダ33,34のストローク増加分は、ペダルストロークに影響しない。このように、ブレーキアシスト制御時に、一系統側はペダルストロークに影響しないので、その分、ブレーキアシスト制御時におけるペダルストローク増加を防止できる。

【0056】なお、ホイールシリンダ33,34のストローク増加分は、動力室14の圧液(ポンプ37の吐出液)がホイールシリンダ33,34に供給されることにより、吸収される。一方、ブレーキアシスト制御時に、他系統側のホイールシリンダ35,36のホイールシリンダ圧の上昇によりホイールシリンダ35,36のストロークが増加するが、第2液圧室48のブレーキ液がホイールシリンダ35,36へ供給されるので、ホイールシリンダ35,36のストローク増加分はペダルストロークに影響するようになる。

【0057】この第1例のブレーキ液圧倍力装置1によれば、入出力特性がブレーキ作動方向とブレーキ作動解除(戻り)方向との間でヒステリシスを有するものとなる。その場合、従来のブレーキ液圧倍力装置をほとんど変更することがないので、ヒステリシスを有するブレーキ液圧倍力装置1を簡単にかつコストをほとんど増大させることなく形成することができる。

【0058】また、ブレーキ液圧倍力システム31によ

れば、このブレーキ液圧倍力装置1のヒステリシスを利用するとともに、電子制御装置が電磁弁開閉弁57をブレーキペダル39の踏込速度あるいは踏力に応じて制御することにより、簡単かつ確実にブレーキアシストを行うことができるようになる。

【0059】しかも、ブレーキアシスト時に動力室14に導入する液圧のための第2の液圧源として、ブレーキ液圧倍力装置1の液圧源であるポンプ37を兼用しているので、ブレーキアシスト機能をブレーキ液圧倍力システム31に、部品点数を増大させることなく、より一層安価に持たせることができるようになる。

【0060】なお、図示しないがブレーキ液圧倍力システム31がアンチロックブレーキシステム(ABS)およびトラクションコントロール(TRC)を備えている場合には、これらのABSやTRCのためのポンプを、ブレーキアシストのための第2の液圧源として兼用することもできる。また、もちろん、前述の効果は得られないが、第2の液圧源として、専用の液圧源を設けることができることは言うまでもない。この第1例を具体化したブレーキ液圧倍力装置1を図4に示すが、その構成および作用の説明は省略する。

【0061】図5は、本発明の実施の形態の第2例を模式的に示す図である。前述の第1例では、液圧排出通路22が入力軸5側に設けられているが、この第2例では、図5に示すように液圧排出通路22が弁7および弁体8側に設けられている。すなわち、液圧排出通路22は弁7および弁体8に穿設された通路孔22aと、パワーピストン4に穿設され、通路孔22aに連通する通路孔22bと、パワーピストン4の外周に形成され、通路孔22bおよびブレーキ液給排口51に連通する軸方向の溝22cと、ブレーキ液給排口51とからなっている。したがって、ブレーキ作動解除時、動力室14の圧液はこれらの通路孔22a,22b、溝22cおよびブレーキ液給排口51を通してリザーバ53に排出される。

【0062】また、室23は通路59を介してリザーバ53に接続されていて、段付の入力軸5の進退動による室23の圧力変動が吸収され、入力軸5の進退動が滑らかに行われるようになっている。この第2例の他の構成及び他の作用効果は、第1例と同じである。

【0063】

【発明の効果】以上の説明から明らかなように、請求項1ないし3の発明の液圧倍力装置によれば、反力ピストンが、作動方向では、動力室の液圧が所定圧より小さいときは入力軸の段部から離れるとともに、動力室の液圧が所定圧以上のとき入力軸の段部に当接し、作動解除方向では、中間負荷状態のとき入力軸の段部から離れるようにしているので、液圧倍力装置の入出力特性に作動方向と作動解除方向とでメカニカルにヒステリシスを持たせることができるようになる。その場合、従来からジャ



ンピング特性のために設けられている反力ピストンを有する液圧倍力装置の構成部品間の寸法を所定寸法に単に設定しかつ動力室へ第2の液圧源の液圧を導入する通路を形成すればよいだけであるので、従来の液圧倍力装置をほとんど設計変更することなく、簡単にかつ安価にヒステリシスを有する液圧倍力装置を形成することができる。

【0064】また、請求項3ないし5の発明のブレーキ液圧倍力システムによれば、液圧倍力装置のヒステリシス特性および第2の液圧源の液圧により、ブレーキアシスト必要時にブレーキ力を大きくすることができる。その場合、同じ入力に対するブレーキ力の大きさを、液圧倍力装置の入出力特性のヒステリシスの範囲内で種々制御できるようになる。また、請求項5の発明によれば、急ブレーキ時等のブレーキアシストを必要とする場合に、ブレーキアシストを簡単かつ確実に行うことができるようになる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係る液圧倍力装置およびブレーキ液圧倍力システムの実施の形態の第1例を模式的に示す図である。

【図2】 図1に示す第1例のブレーキ液圧倍力装置の一部を拡大して示す部分拡大断面図である。

【図3】 図2に示すブレーキ液圧倍力装置の、ヒステリシスを有する入出力特性を示す図である。

【図4】 図1に示す液圧倍力装置の具体化した断面図である。

【図5】 本発明の実施の形態の第2例を模式的に示す

図である。

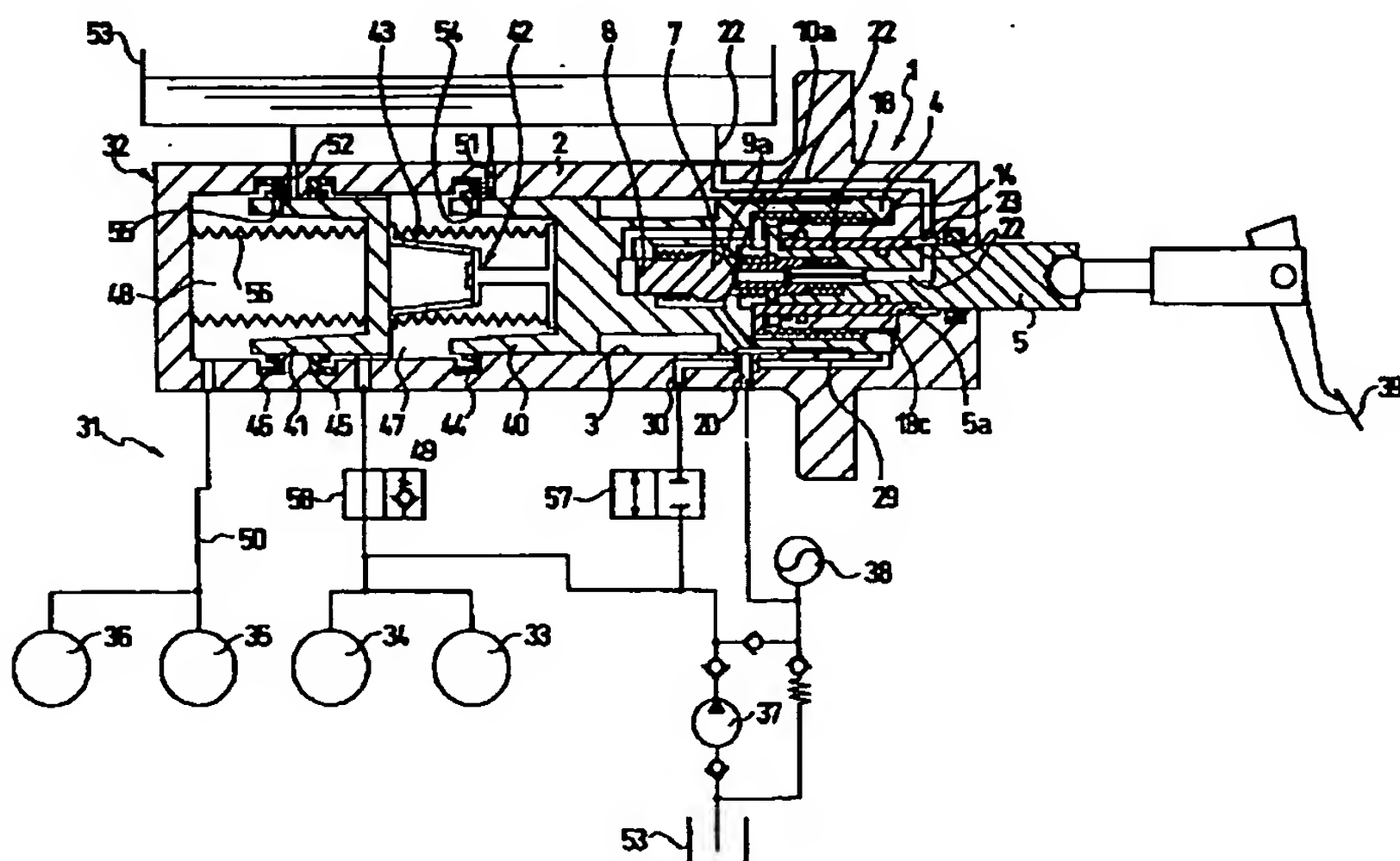
【図6】 従来のブレーキ液圧倍力装置の一例を示す断面図である。

【図7】 図6に示す従来のブレーキ液圧倍力装置の、ヒステリシスを有さない入出力特性を示す図である。

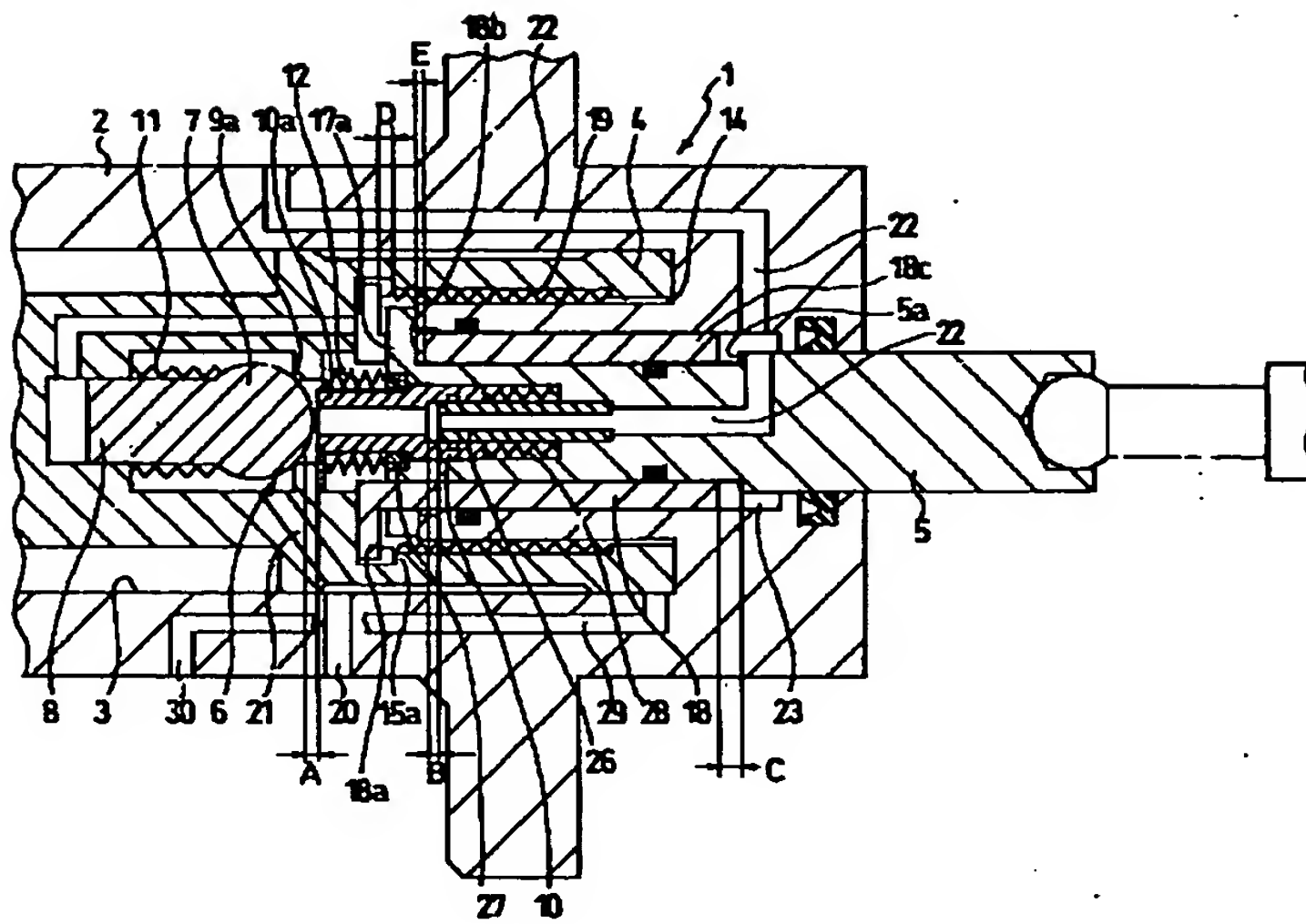
#### 【符号の説明】

1…ブレーキ液圧倍力装置、2…ハウジング、4…パワーピストン、5…入力軸、5a…入力軸5の段部、6…制御弁、7…弁、8…弁体、9…弁座部材、9a…第1弁座、10…弁作動部材、10a…第2弁座、14…動力室、15…筒状固定部材、15a…筒状固定部材の段部、17…筒状ストッパ部材、17a…ストッパ、18…反力ピストン、18a…第1ストッパ、18b…第2ストッパ、18c…反力ピストン18の後端、22…液圧排出通路、29…通路孔、30…液圧供給口、31…ブレーキ液圧倍力システム、32…マスタシリンダ、33、34、35、36…ホイールシリンダ、37…ポンプ、38…アクチュエータ、39…ブレーキペダル、40…プライマリピストン、41…セカンダリピストン、44、46…カップシール、47…第1液圧室、48…第2液圧室、49…第1通路、50…第2通路、53…リザーバ、57…液圧供給弁、58…差圧弁、A…第2弁座10aと弁7との間の隙間、B…弁作動部材10と筒状部材26との間の隙間、C…反力ピストン18の後端18cと入力軸5の段部5aとの間の隙間、D…反力ピストン18の第1ストッパ18aと筒状固定部材15の段部15aとの間の隙間D

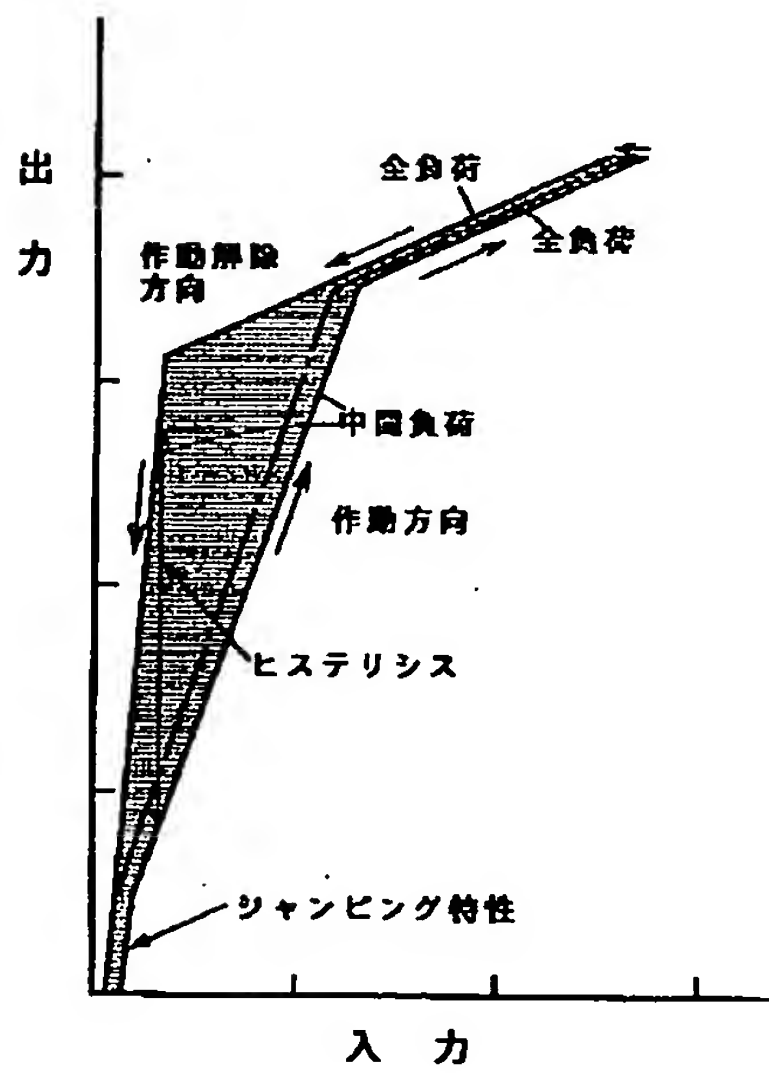
【図1】



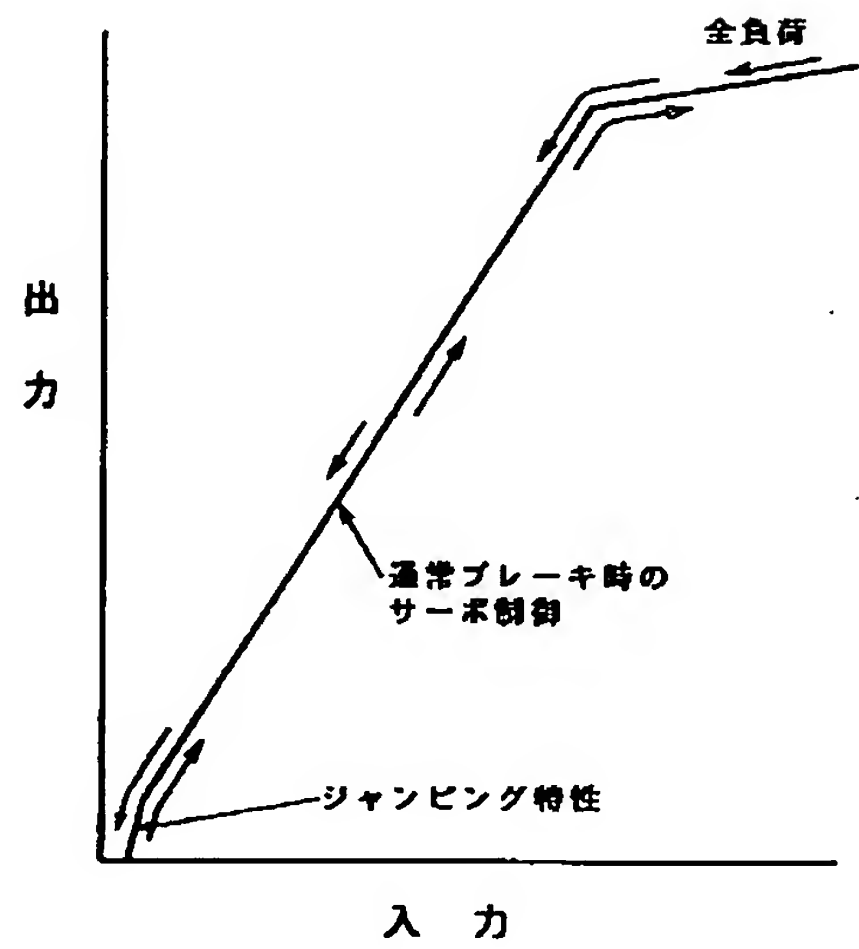
【図2】



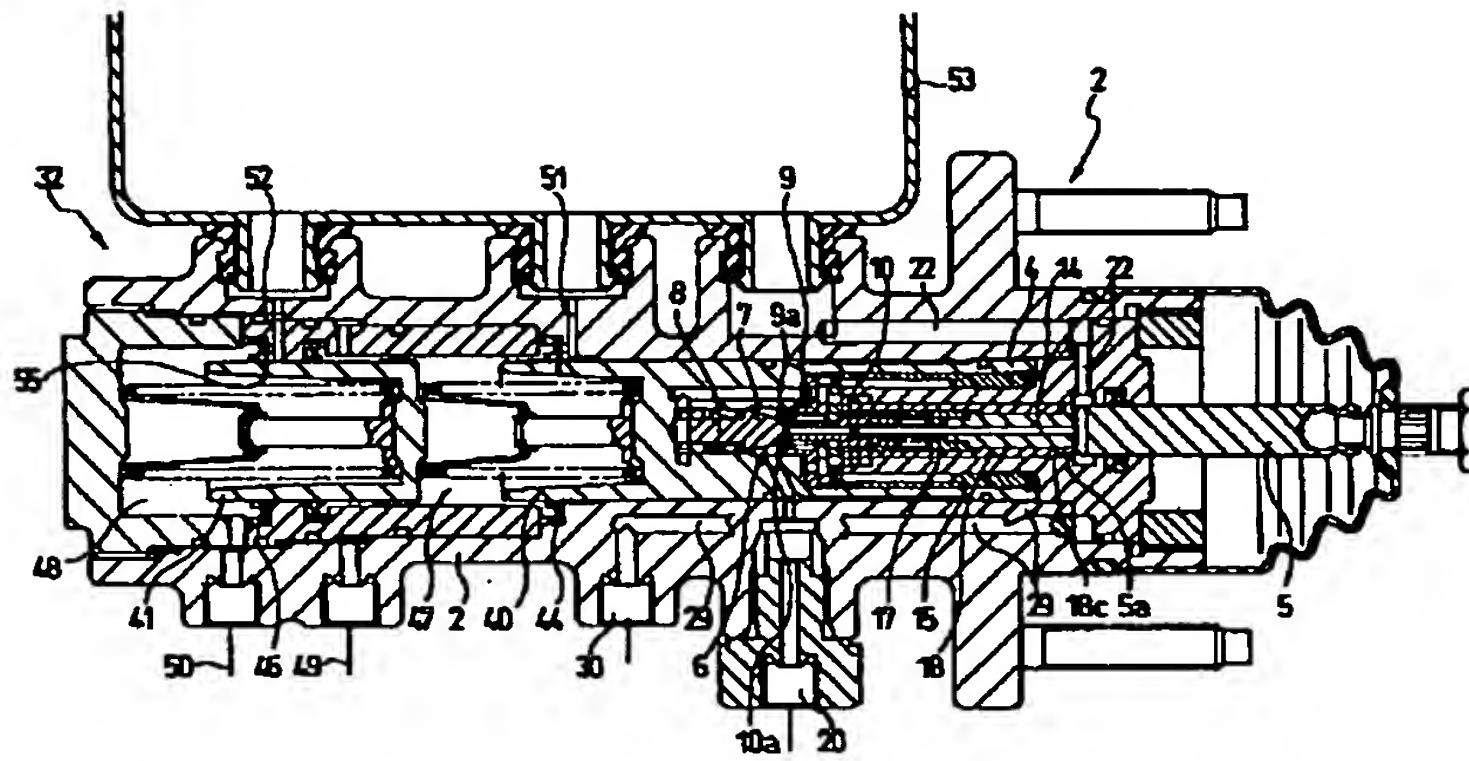
【図3】



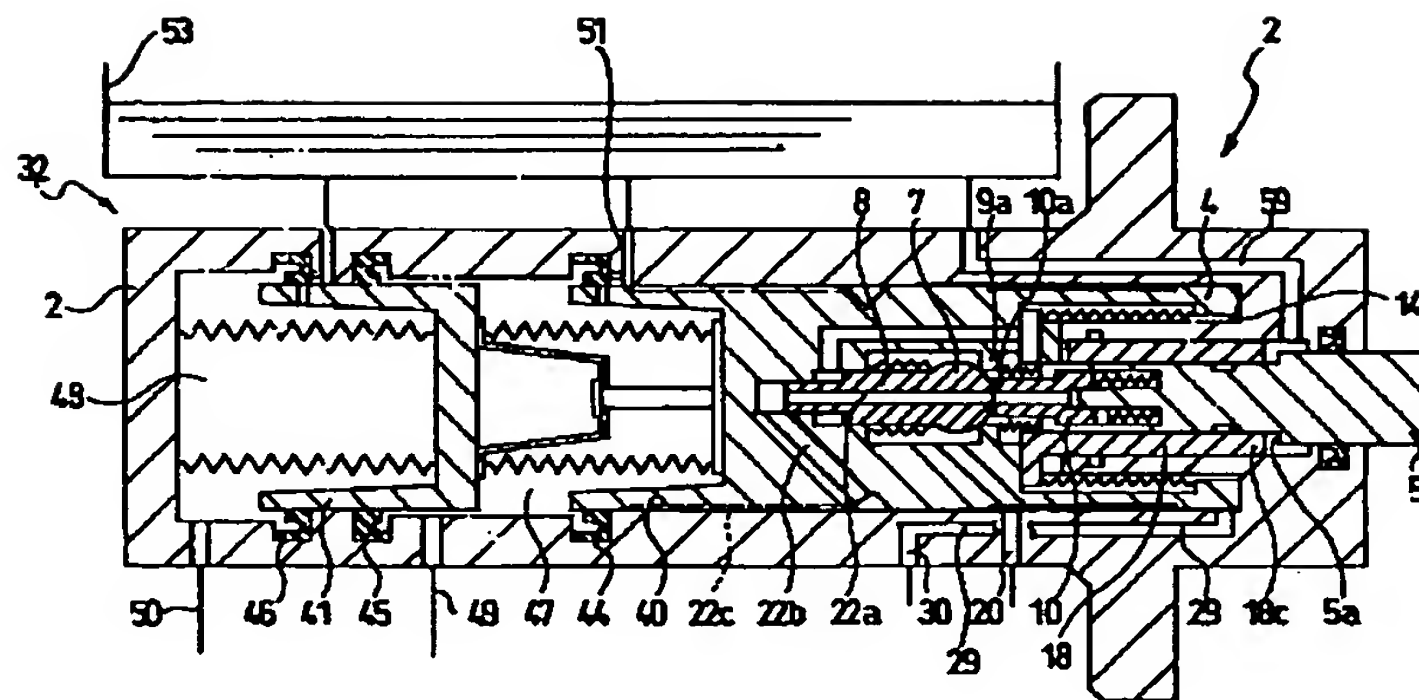
【図7】



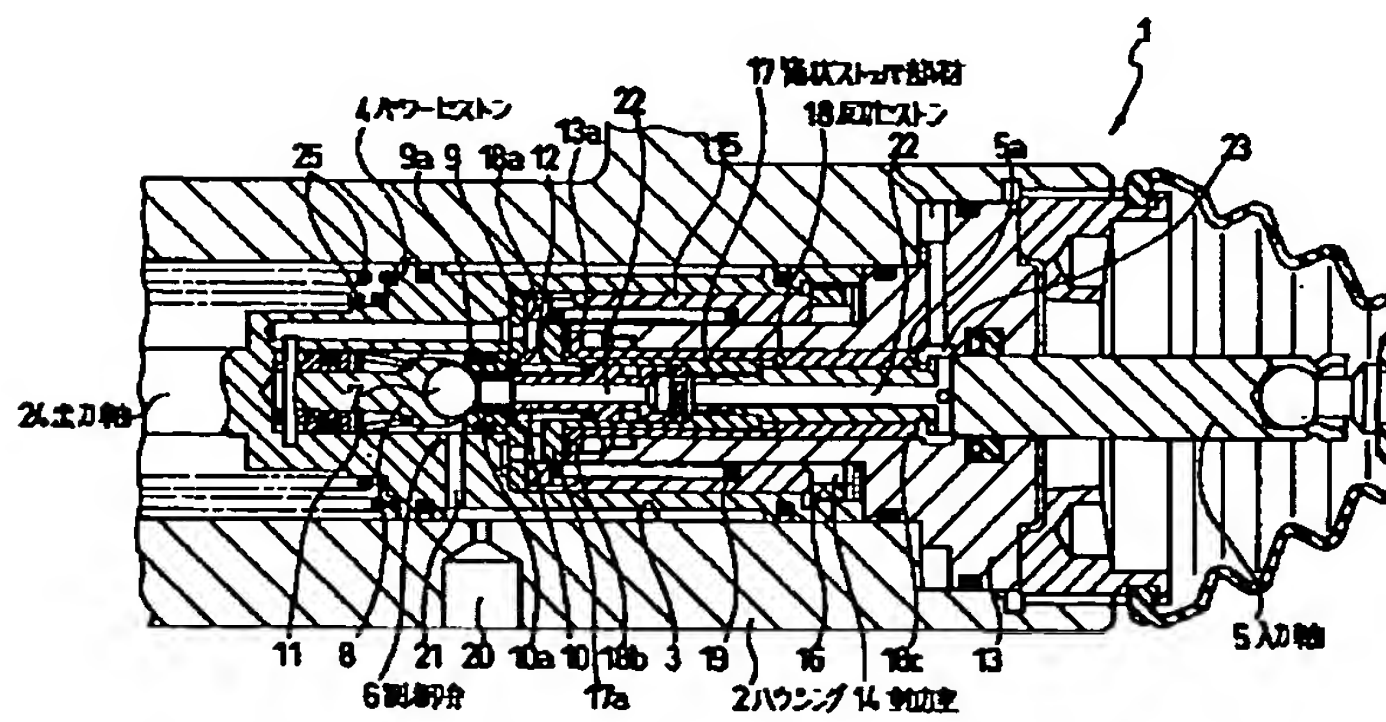
【図4】



【図5】



【図6】





フロントページの続き

(72)発明者 島田昌宏  
埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自  
動車機器株式会社松山工場内

(72)発明者 沢田護  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**